

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет України

“Київський політехнічний інститут”

На правах рукопису

Петришин Андрій Ігорович

УДК 621.9.06-229.33

ПІДВИЩЕННЯ ІНФОРМАТИВНОСТІ СИСТЕМ МОНІТОРИНГУ
ДИНАМІЧНОГО СТАНУ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ
ВЕРСТАТІВ

Спеціальність 05.03.01 – Процеси механічної
обробки, верстати та інструменти

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник
Данильченко Юрій Михайлович
професор, доктор технічних наук

Київ – 2016

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМИ МОНІТОРИНГУ СТАНУ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ.....	10
1.1. Моніторинг стану шпиндельних вузлів.....	10
1.1.1. Експертні системи та системи технічної діагностики і моніторингу шпиндельних вузлів.....	10
1.1.2. Методи моніторингу стану шпиндельних вузлів.....	14
1.1.3. Діагностика стану шпиндельних вузлів за результатами віброакустичного моніторингу.....	17
1.1.4. Методи вимірювання похибки обертання шпиндельних вузлів.....	22
1.1.5. Контрольно-вимірювальна апаратура, що використовується в системах моніторингу та керування точністю шпиндельних вузлів.....	23
1.1.6. Напрямки підвищення інформативності віброакустичного моніторингу шпиндельних вузлів.....	25
1.2. Методи теоретичного дослідження динамічних характеристик шпиндельних вузлів.....	25
1.3. Мета і задачі дослідження.....	38
РОЗДІЛ 2 ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЧНОЇ КОЛИВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ “ШПИНДЕЛЬНИЙ ВУЗОЛ”.....	40
2.1. Загальні положення методу початкових параметрів.....	40
2.2. Конструктивна та розрахункова схема системи “шпиндельний вузол”.....	45
2.3. Динамічні моделі системи “шпиндельний вузол”.....	47
2.3.1. Динамічна модель шпинделя на опорах.....	47
2.3.2. Динамічна модель шпинделя на опорах з приєднаною оправкою.....	50
2.3.3. Динамічна модель шпинделя у корпусі на основі.....	56

2.3.4. Динамічна модель системи ШВ.....	62
Висновки до розділу.....	66
РОЗДІЛ 3 ЗАКОНОМІРНОСТІ ФОРМУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ “ШПИНДЕЛЬНИЙ ВУЗОЛ”.....	67
3.1. Характеристика об'єкту дослідження.....	67
3.2. Особливості формування динамічних характеристик системи “шпіндельний вузол”.....	68
3.3. Моделювання форм власних коливань системи “шпіндельний вузол” та її підсистем.....	72
3.4. Експериментальне визначення власних частот системи “шпіндельний вузол”.....	77
Висновки до розділу.....	79
РОЗДІЛ 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ НА ДОСЛІДНОМУ СТЕНДІ.....	80
4.1. Розрахунок динамічних характеристик дослідного стенду з закріпленням шпіндельним вузлом.....	80
4.1.1. Конструкція дослідного стенду.....	80
4.1.2. Розрахункова схема дослідного стенду.....	81
4.1.3. Визначення пружних характеристик з'єднань.....	85
4.1.4. Розрахунок власних частот системи “дослідний стенд”.....	89
4.1.5. Контрольно-вимірювальна апаратура.....	90
4.1.6. Визначення дисипативних характеристик стенду.....	93
4.1.7. Моделювання форм власних коливань системи “дослідний стенд”.....	96
4.2. Експериментальне визначення власних частот коливань системи “дослідний стенд”.....	99
4.3. Розробка теоретико-експериментального методу непрямого вимірювання коливань шпіндельного вузла.....	103
4.3.1. Теоретичні основи методу.....	103
4.3.2. Практична реалізація методу.....	106

4.3.3. Оцінка достовірності методу.....	107
Висновки до розділу.....	111
РОЗДІЛ 5 РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ВИКОРИСТАННЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ В СИСТЕМІ МОНІТОРИНГУ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ.....	112
5.1 Діагностика похибок виготовлення та збирання шпиндельних вузлів.....	112
5.1.1 Діагностика похибок виготовлення та збирання шпиндельних вузлів на холостому ході.....	113
5.1.2 Діагностика шпиндельних вузлів при дії зовнішнього навантаження.....	118
5.2 Оцінка точності обертання шпинделя.....	120
Висновки до розділу.....	123
ВИСНОВКИ.....	124
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	126
ДОДАТКИ.....	141

ВСТУП

Актуальність теми. Точність обробки на металорізальних верстатах визначається миттєвим взаємоположенням інструмента та заготовки і значною мірою залежить від динамічного стану формоутворюючих вузлів, насамперед – шпиндельних.

У верстатах нового покоління поточний динамічний стан формоутворюючих вузлів та верстата загалом безперервно відслідковується системою моніторингу, а отримана інформація використовується для контролю технічного стану верстата, режиму обробки та параметрів якості деталі.

Відомі системи моніторингу динамічного стану шпиндельних вузлів (ШВ) передбачають вимірювання вібрацій та навантажень, що виникають у опорах ШВ. Метою такого моніторингу є виявлення джерел несправностей, уникнення режимів роботи з перевантаженням опор, прогнозування ресурсу їх роботи, а також визначення пружних деформації у опорах для оцінки точності обертання ШВ. Безпосереднє вимірювання коливань шпинделя в процесі обробки не проводиться внаслідок складності його реалізації.

Поточна інформація про точність обертання ШВ є ключовою для визначення взаємоположення інструмента і заготовки під час обробки, а отже і для управління точністю самої обробки. Можливості адекватної оцінки точності обертання за значеннями пружних деформації у опорах обмежені внаслідок відсутності необхідної для цього інформації про пружні деформації шпинделя, інструмента/заготовки, корпусу ШВ, контактні деформації в стиках, тощо. З іншого боку, вимірювання вібрацій (зазвичай на корпусі ШВ), що слугує виявленню джерел несправностей, може бути використаним для опосередкованого визначення вібрацій закріпленого в шпинделі інструмента/заготовки. Для цього необхідно встановити зв'язок між вібраціями (коливаннями) шпинделя (інструмента/заготовки) і корпусу ШВ, що, в свою чергу, потребує отримання теоретичної функції

відповідності цих коливань.

Таким чином інформативність систем моніторингу динамічного стану ШВ можна підвищити шляхом обробки наявної інформації із використанням спеціальних функцій, теоретичне отримання яких є актуальною науково-практичною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана на кафедрі прикладної механіки відповідно до наукових планів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ») та договору з АТ «Мотор Січ» № 11993/11-Д (УГТ) на тему «Дослідження впливу динаміки шпиндельних вузлів металорізального обладнання на параметри якості обробки валів ГТД та розроблення рекомендацій по призначенню технологічних режимів».

Мета і задачі дослідження. Метою є підвищення інформативності систем моніторингу динамічного стану ШВ металорізальних верстатів за рахунок встановлення теоретичної функції відповідності коливань шпинделя і корпусу ШВ та розробки на основі цього методу непрямого вимірювання коливань шпинделя.

Задачі дослідження:

1. Аналіз існуючих систем моніторингу динамічного стану ШВ, методів і засобів вимірювання коливань шпинделя, та динамічних моделей ШВ металорізальних верстатів.
2. Розробка динамічних моделей ШВ різних комплектацій та алгоритмів розрахунку їх основних динамічних характеристик (частот і форм власних коливань та динамічної податливості).
3. Моделювання динамічних характеристик ШВ та встановлення закономірностей їх формування залежно від конструкції, комплектації та монтажу ШВ.
4. Розробка експериментального стенду та його динамічної моделі. Експериментальне та теоретичне визначення частот власних коливань стенду.

5. Розробка методу непрямого вимірювання коливань шпинделя та експериментальна перевірка його адекватності.
6. Розробка рекомендацій по застосуванню створеного метода для діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ та оцінки точності обертання шпинделя.

Об'єкт дослідження – динаміка ШВ металорізальних верстатів.

Предмет дослідження – моніторинг динамічного стану ШВ металорізальних верстатів.

Методи дослідження. Дослідження базуються на використанні основних положень теорії коливань, динаміки верстатів, методу динамічних податливостей, методу перехідних матриць при розробці динамічної моделі ШВ як складної механічної коливальної системи; гармонічного аналізу та математичної статистики при розробці методу моніторингу динамічного стану ШВ та проведенні експериментального дослідження. Експериментальні дослідження виконано в лабораторних умовах з використанням сучасних засобів вимірювання та обробки інформації.

Наукова новизна отриманих результатів. Розширено можливості системи моніторингу динамічного стану ШВ за рахунок отримання теоретичної функції відповідності коливань шпинделя і корпусу ШВ та розробки на основі цього методу непрямого вимірювання коливань шпинделя, для чого вперше:

- розроблено динамічні моделі ШВ різних комплектацій, за якими встановлені закономірності впливу конструкції, комплектації, та монтажу ШВ на формування його динамічних характеристик, а саме на походження і склад сукупності частот власних коливань, а також на ступінь впливу підсистем ШВ і пружних зв'язків між ними на форму і рівень коливань на власних частотах системи;

- запропоновано оцінювати взаємозалежність коливань різних підсистем ШВ за теоретичною функцією відповідності, що пов'язує функції переміщень (гармонічні коефіцієнти впливу) в порівнюваних точках цих

підсистем; доведено, що функції відповідності дають достатньо чітке уявлення як про співвідношення амплітуд переміщення в порівнюваних точках, так і про причини змін цих співвідношень, насамперед пов'язаних із наявністю локальних резонансів в системі;

- розроблено теоретико-експериментальний метод визначення коливань шпинделя (закріпленого в шпинделі інструмента/заготовки) за результатами вимірювання коливань корпусу шпиндельного вузла та моделювання функцій відповідності, що пов'язують ці коливання.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено: програмне забезпечення розрахунку основних динамічних характеристик ШВ різної комплектації (частот і форм власних коливань та динамічної податливості); стенд з підвищеною чутливістю до дії низькочастотних коливань, призначений для дослідження динамічної точності ШВ; рекомендації по застосуванню створеного метода для діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ та оцінки точності обертання шпинделя.

Результати наукових досліджень передано для впровадження на АТ «Мотор Січ» і впроваджено на кафедрі конструювання верстатів та машин НТУУ «КПІ» для використання в навчальному процесі.

Особистий внесок здобувача. Здобувач особисто розробив алгоритм розрахунку основних динамічних характеристик ШВ різних комплектацій (частот і форм власних коливань та динамічної податливості), теоретико-експериментальний метод визначення коливань шпинделя за результатами вимірювання коливань корпусу ШВ, алгоритми прикладних програм; встановив закономірності впливу конструкції, комплектації, та монтажу ШВ на формування його динамічних характеристик; провів теоретичні та експериментальні дослідження із використанням сучасного обладнання та апаратури. Постановка задач і обговорення наукових результатів виконані разом із науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертації доповідались та обговорювались на 13 наукових конференціях та

семінарах, зокрема:

Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка та технологія» (2012-2014); Міжнародна науково-технічна конференція «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (2011, 2012); Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові (2013); Magdeburger maschinenbau-tage «Effizienz, Präzision, Qualität» (2013); Всеукраїнська молодіжна науково-технічна конференція «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї-наука-виробництво» (2012-2014); Загально-університетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів НТУУ «КПІ» (2011, 2012).

Публікації. Основний зміст і результати дисертації опубліковані у 17 працях, серед яких 6 статей у провідних фахових виданнях України, 2 статті у іноземних виданнях, 9 тез конференцій. 5 статей і 1 тези доповідей розміщені в міжнародних наукометричних базах даних.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, 5 розділів основної частини, загальних висновків, списку використаних джерел із 148 найменувань. Повний обсяг дисертації становить 143 сторінки машинописного тексту, включаючи 59 рисунків, 5 таблиць.

РОЗДІЛ 1

ПРОБЛЕМИ МОНІТОРИНГУ СТАНУ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

1.1 Моніторинг стану шпиндельних вузлів

1.1.1 Експертні системи та системи технічної діагностики і моніторингу шпиндельних вузлів

Експертна система - це програмний засіб, що використовує експертні знання для забезпечення високоефективного рішення неформалізованих завдань у вузькій предметній області. Основу експертних систем складає база знань про предметну область, яка накопичується в процесі побудови та експлуатації експертної системи. Накопичення та організація знань - найважливіша властивість всіх експертних систем [68, 98].

За призначенням експертні системи в промисловості класифікуються (рис. 1.1)[90, 98]:

- діагностика стану систем, у тому числі моніторинг (безперервне відстежування поточного стану);
- прогнозування розвитку систем на основі моделювання минулого і поточного стану;
- планування та розробка заходів в організаційному та технологічному управлінні;
- проектування або вироблення чітких вказівок щодо побудови об'єктів, що задовольняють поставлені вимоги;
- автоматичне керування (регулювання) процесами;
- навчання користувачів і ін.

Одним з необхідних факторів для успішного функціонування експертної системи є участь в процесі її розробки спеціаліста в області, для якої система розробляється.

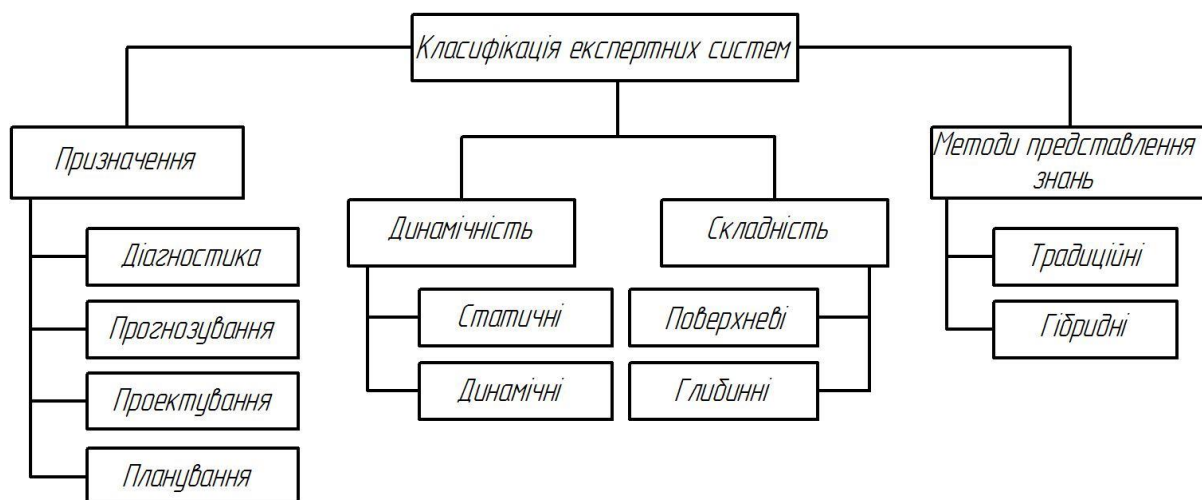


Рис. 1.1 Класифікація експертних систем

Основним завданням експертних систем діагностики та моніторингу є багатопараметричний автоматизований контроль стану верстату та його вузлів, а також процесів обробки деталей, з метою забезпечення точності та якості їх формоутворення, оцінки динамічного стану верстату та розширення можливостей технічного обслуговування верстату [95, 98, 138].

Системи моніторингу та діагностики, типова схема яких представлена на рис 1.2, є складовою частиною експертних систем керування верстатом [122, 135]. У наведеному прикладі система моніторингу використовується для вироблення керуючих впливів системи ЧПК верстату, що підтримує оптимальне співвідношення основних параметрів обробки деталі за рахунок наявності зворотного зв'язку. Це, в свою чергу, дозволяє отримати максимальну продуктивність, собівартість або точність виробу.

По типу показників, що відстежуються даними системами їх можна класифікувати [64, 109]:

- температура і теплові деформації;
- вібрації вузлів верстату;
- точність обертання переднього кінця ШВ;
- точність позиціонування формоутворюючих вузлів верстату;
- навантаження в підшипниках опор.

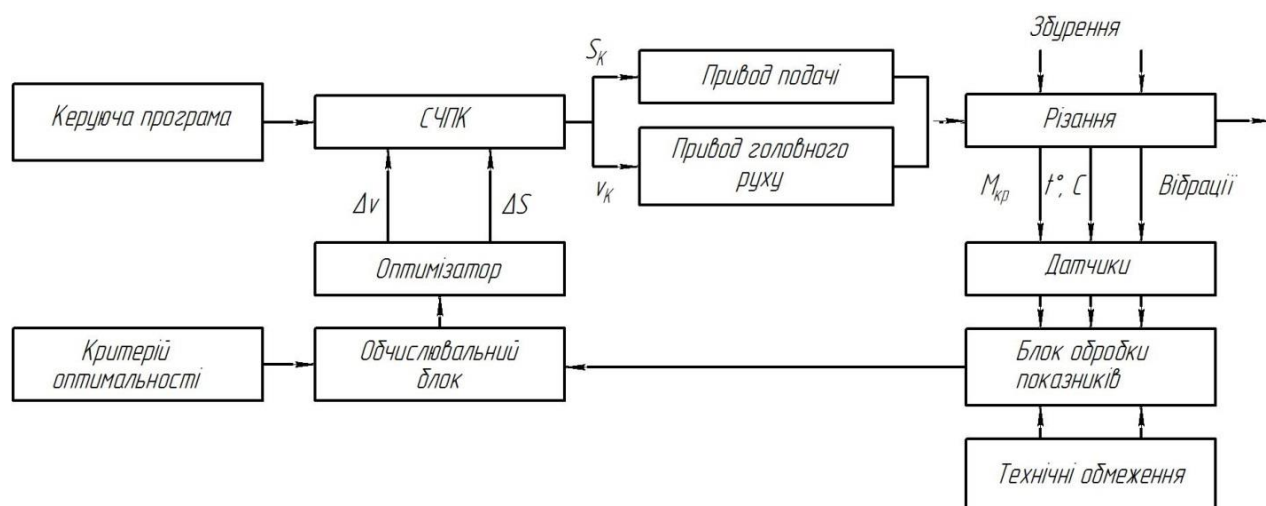


Рис. 1.2 Система моніторингу стану у складі адаптивної системи керування точністю верстату. Принципова схема

Як приклад, розглянемо використання експертних систем для моніторингу технологічного процесу обробки кілець підшипників та контролю динамічного стану шліфувального верстату, який входить у технологічний процес [95].

В даній системі відслідковуються макро- та мікрогеометричні параметри точності, фізико-механічні властивості поверхневого шару кілець, які впливають на якість процесу шліфування, а також точність формоутворюючих рухів робочих вузлів верстату, точність базування заготовки та точність профілю шліфувального круга, які впливають на геометрію кілець та доріжок кочення (рис. 1.3). Як видно, моніторинг технологічних процесів передбачає три види контролю: технічного стану верстатів, режиму обробки, параметрів якості деталі.

При контролі режимів обробки та параметрів якості деталі необхідно відслідковувати змінні фактори, що впливають на процес виготовлення деталі:

- зміна фізико-механічних властивостей деталі;
- неточність встановлення заготовки;
- зміна складу та витрати змащувально-охолоджувальних рідин;
- зміна геометрії оброблюваної деталі;
- зміна швидкостей обертання деталі та інструменту.

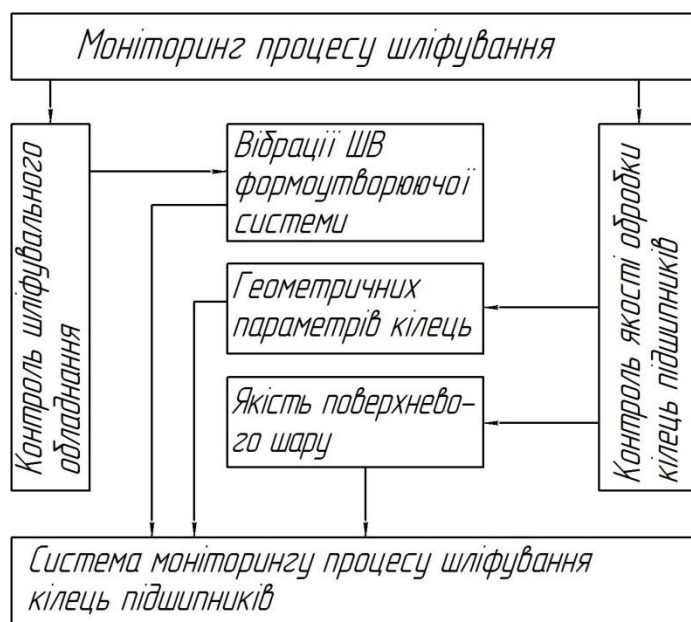


Рис. 1.3 Схема моніторингу та керування процесом шліфування

Контроль технічного стану верстатів забезпечується моніторингом змін значень обраних інформаційних параметрів, які достатньо об'єктивно характеризують зміну технічного стану верстату. Поточне значення параметрів порівнюється з їх еталонними значеннями, отриманими на стадії тестового вимірювання. Зміна параметрів вказує на зміну вихідних характеристик [95,96]. При цьому передбачається використання вбудованих технічних засобів вимірювання та активного контролю, які дозволяють реєструвати і накопичувати результати вимірювань в експертній системі моніторингу технологічного процесу [16,101]. Так, зміна вібросигналу при холостому ході свідчить про зміну динамічних характеристик системи внаслідок появи чи розвитку дефектів, або зміни внутрішніх параметрів ШВ (зміна натягу підшипників, порушення умов змащування, тощо). Зміна вібросигналу під час роботи ШВ – характеризує зміну зовнішнього впливу.

Загалом, узагальнюючи інформацію з відомих джерел [91,92,97,99,109,112, 113], можливо визначити основні фактори, що впливають на зміну вібросигналу ШВ:

- зміна комплектації ШВ (зміна інструменту, заготовки, тощо);
- проблеми з валом (дисбаланс, неспіввісність, тощо);

- проблеми з привідною передачею (пасовою, муфтою, тощо);
- проблеми з підшипниками (дефекти виготовлення та встановлення, проблеми зі змащуванням, не лінійність опор).

Кожен з факторів проявляється у частотному спектрі верстату як детермінована гармонічна складова вібрації. Таким чином, присутність цих факторів під час роботи верстату можна з достатньо високою точністю виявити у отриманому вібросигналі, що в свою чергу дозволяє прийняти ряд необхідних заходів по їх усуненню.

1.1.2 Методи моніторингу стану шпиндельних вузлів

Існуючі методи моніторингу стану обладнання можна розділити за типом інформативного сигналу, отриманого датчиками [42, 122, 127, 129]:

- віброакустичний моніторинг – один з найбільш інформативних та різносторонніх методів, який полягає у відстеженні вібросигналу та змін у ньому, а також його подальшому аналізі з метою виявлення джерел несправностей;
- моніторинг температурного стану – вимірювання робочої температури та температур поверхонь ШВ, зростання яких свідчить про підвищене зношення елементів у цій області;
- моніторинг навантажень, що виникають у опорах ШВ – сучасні системи вимірювання та технічна база дозволяють вмонтовувати у опорні вузли ШВ датчики для визначення діючих на них зусиль, що дозволяє уникнути режимів роботи з перевантаженими опорами, прогнозувати ресурс роботи опор ШВ, а також визначати пружні деформації у опорах для оцінки точності обертання ШВ (Рис. 1.4).

У роботах [8, 102, 127] описано метод віброакустичного моніторингу стану ШВ із використанням п'єзоакселерометрів. Показано, що моніторинг ШВ в реальному часі дозволяє попередити вихід з ладу верстату, що дозволяє спрогнозувати періоди ремонту та технічного обслуговування обладнання.

Цей метод дозволяє діагностувати тільки дефекти підшипників та їх вплив на динамічну поведінку системи.

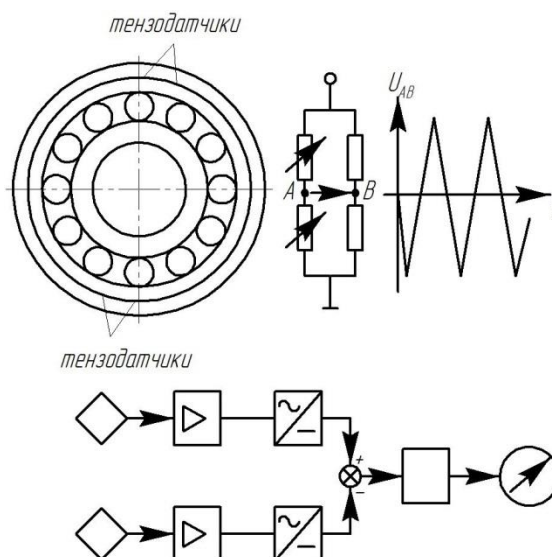


Рис. 1.4 Використання тензопідшипників для визначення діючих у опорах ШВ сил

У роботі [96] запропоновано новий підхід до моніторингу – метод статистичного керування процесами, який включає в себе діагностику, ідентифікацію, прогнозування і керування станом технологічної системи на основі аналізу статистичної інформації, і на основі цього – прийняття рішення по корегуванню. Даний метод передбачає встановлення еталонного стану об'єкту на основі аналізу результатів діагностики серії об'єктів, створення і постійне поповнення бази даних поточними станами досліджуваних об'єктів та порівняння їх з еталонними. Також в цьому методі пропонується відслідковувати велику кількість параметрів, що частково є перевагою, оскільки дає більш повне уявлення про стан об'єкта, але разом з тим збільшує вартість апаратного комплексу для моніторингу. Також авторами було вказано, що велика кількість датчиків була вбудована в машину, що в свою чергу вимагає розбирання обладнання, його модифікації та наступного збирання, причому очевидно це необхідно робити кваліфікованому персоналу, з метою не

допущення погіршення технічного стану обладнання. Структурна схема даної системи моніторингу зображена на Рис. 1.5.

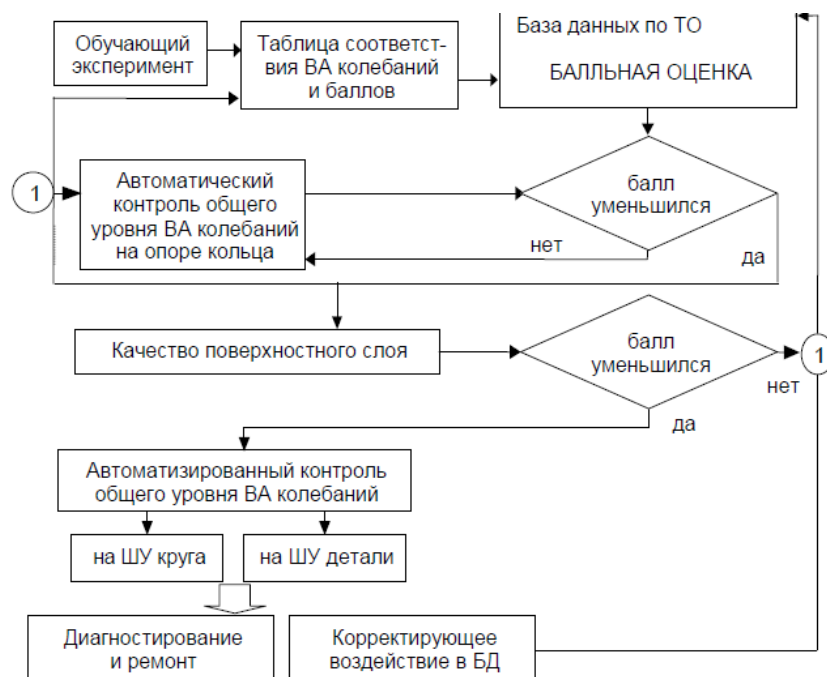


Рис. 1.5 Структурна схема методики статистичного керування процесами

Достатньо широкого застосування для діагностики роторних машин набув метод спектрального аналізу сили струму, що споживається електромашиною [9,39,44]. Цей метод в основному використовується для діагностики стану електродвигунів, але також може бути використаний і для діагностики мотор-шпинделів (Рис. 1.6). Фізичний принцип, закладений в основу цього методу, полягає в тому, що будь-які збурення в роботі електричної і/чи механічної частини електромашини і пов'язаного з ним пристрою призводять до змін магнітного потоку в зазорі електричної машини, тобто, до слабкої модуляції електричного струму, що споживається машиною. Відповідно наявність в спектрі струму ротаційної електромашини (і не співпадаючих) частот певної величини свідчить про наявність пошкоджень електричної та/або механічної частини електромашини і пов'язаного з ним механічного пристрою. Проте в цьому способі ускладнене отримання інших даних про дефекти механічної частини ШВ.

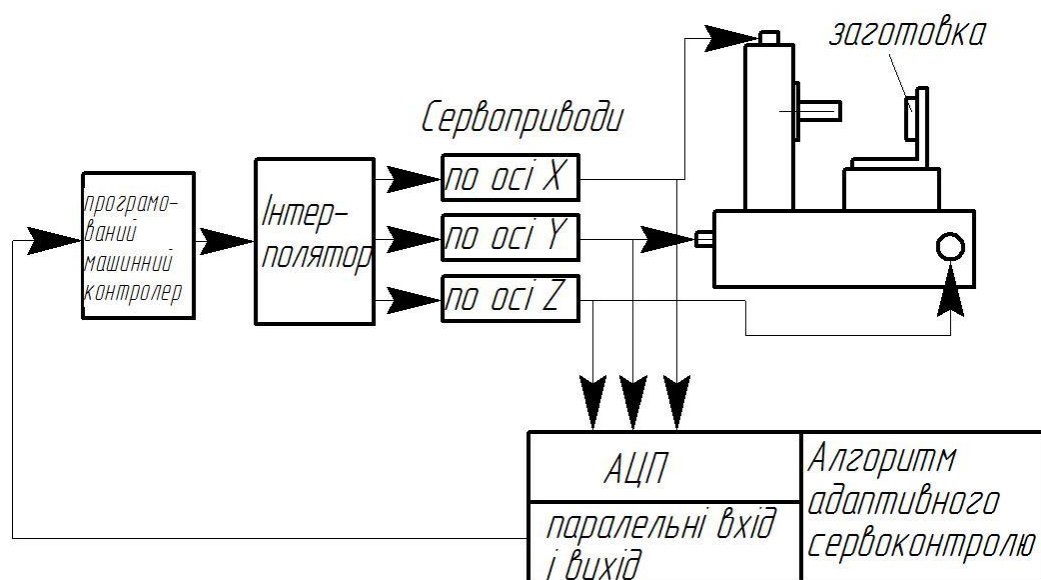


Рис. 1.6 Схема системи діагностики дефектів виготовлення електричних машин по спектрах сили споживаного струму

1.1.3 Діагностика стану шпиндельних вузлів за результатами віброакустичного моніторингу

В результаті отриманої від систем моніторингу діагностичної інформації можна відслідковувати зміну стану ШВ та його основних параметрів, а також, на основі методів вібродіагностики та основних діагностичних ознак роторного обладнання виявляти похибки збирання та виготовлення, проводити оцінку поточного стану ШВ, а також оцінити рівень вібрацій ШВ [11, 24].

Основною причиною вібрацій у шпиндельних вузлах є механічні коливання, які виникають у його опорах [43,58,125]. При справних підшипниках, вібрації мають низький рівень і виглядають як звичайний високочастотний шум (рис. 1.7). При розвитку несправності механічні коливання створені підшипником починають змінюватись: кожен раз, коли тіло кочення зустрічається з нерівністю, утворюється механічний імпульс з частотою, яка періодично повторюється, що визначається розміщенням нерівності, геометрією підшипника та частотою обертання ротора (рис. 1.8). Таким чином, навіть новий підшипник є можливим джерелом збурення [63,65].

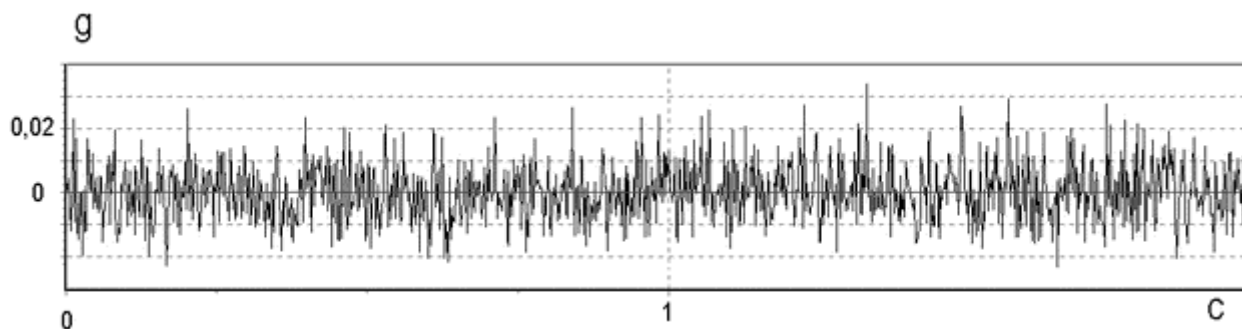


Рис. 1.7 Спектр вібрацій справного підшипника

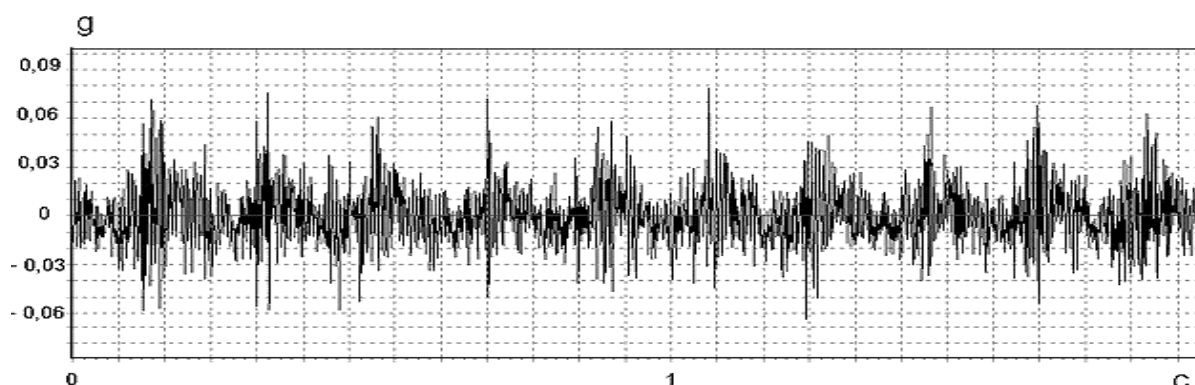


Рис. 1.8 Спектр вібрацій підшипника з дефектом

Також до основних причин виникнення вібрацій у ШВ на опорах кочення можна віднести ([2,4,125], рис. 1.9): 1) величину дисбалансу; 2) перекид підшипників опор внаслідок похибок збирання чи сприйняття ротором зовнішніх навантажень (вібрації з частотою, що еквівалентна двократній частоті обертання ротора); 3) якість приводу; 4) похибки виготовлення доріжок і тіл кочення підшипників.

Для підшипників кочення характерні частоти, зумовлені кінематикою підшипника [22]. До цих частот належать: частота проходження тіл кочення по зовнішньому кільцю ($f_{c/z}$), що вказує на дефекти зовнішнього кільця; частота проходження тіл кочення по внутрішньому кільцю ($f_{c/v}$), що вказує на дефект внутрішнього кільця, частота обертання тіла кочення навколо власної осі (f_m), що вказує на дефект тіла кочення; частота обертання сепаратора (f_c), що вказує на дефект сепаратора.[113, 114].

Ці частоти використовуються у якості діагностичних ознак для виявлення дефектів виготовлення та встановлення підшипників кочення і наведені в Таблиці 1.1.

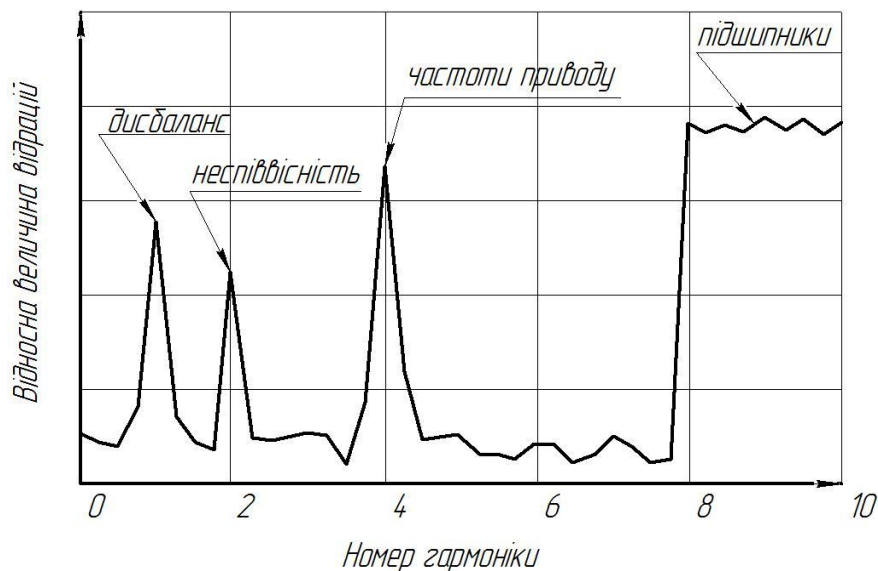


Рис.1.9 Спектр коливань ротора на опорах кочення

Таблиця 1.1 Діагностичні ознаки дефектів підшипників кочення, [21, 67]

Вид дефекту	Частоти основних ознак	Частоти додаткових ознак
Деформація (перекіс зовнішнього кільця підшипника)	$2 \cdot f_{c/3},$ $k \cdot f_{c/3}$	Низький рівень високочастотних (ВЧ) вібрацій
Зношення контактуючих поверхонь кілець	$k \cdot f_{c/3},$ $k \cdot f_o$, стрімке падіння амплітуд вібрацій зі збільшенням k	Зростання ВЧ вібрацій
Зношення і послаблення сепаратора, зношення тіл кочення	$k \cdot f_c$	$k \cdot (f_o - f_c),$ $k \cdot f_o$ зростання ВЧ вібрацій
Дефекти контактуючої поверхні зовнішнього кільця	$k \cdot f_{c/3}$	Зростання ВЧ вібрацій

Дефекти контактуючої поверхні внутрішнього кільця	$k \cdot f_{c/\epsilon}$	$k_1 \cdot f_{c/\epsilon} \pm k_2 \cdot f_o$, зростання ВЧ вібрацій
Дефекти тіл кочення	$k \cdot f_m$, амплітуди парних гармонік більші за амплітуди непарних	$k_1 \cdot f_m \pm k_2 \cdot f_c$, $k \cdot f_o$, $k \cdot f_c$, зростання ВЧ вібрацій
Гранність поверхонь тіл кочення k -го порядку	$z \cdot k \cdot f_m$	
Неоднорідний радіальний натяг підшипника, перекис	$k \cdot f_o$, $2k \cdot f_o$, амплітуди парних гармонік більші за амплітуди непарних	Низький рівень ВЧ вібрацій
Провертання/проковзування зовнішнього кільця підшипника в корпусі	$k \cdot f_o$, при $k \geq 11$	Зростання ВЧ вібрацій
Періодичні зміни жорсткості Кінематичне збудження при підвищеному зазорі Дефекти на поверхні зовнішнього кільця	$z \cdot f_c$	Наявна майже завжди, дефект супроводжується ВЧ вібраціями
Хвилястість k -го порядку на доріжці зовнішнього кільця	$z \cdot k \cdot f_c$	
Хвилястість k -го порядку на доріжці внутрішнього кільця	$z \cdot k \cdot f_{c/\epsilon}$	
де z - кількість тіл кочення у підшипнику; $k = 1, 2, 3, \dots$; $f_{c/\epsilon(c/z)} = \frac{f_0}{2} \cdot \left(1 \pm \frac{d_w}{D_c} \cdot \cos \tau_0\right); \quad f_m = f_0 \cdot \frac{D_c}{2 \cdot d_w} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_w}{D_c}\right)^2 \cdot \cos^2 \tau_0\right)$		

Для діагностики поточного стану ШВ широко використовується метод, суть якого полягає у побудові опорного спектру вузла в хорошому стані, вихідні характеристики якого знаходяться в допустимих межах, який служить еталоном [115, 147]. Проведена в подальшому діагностика інших ШВ тієї ж моделі, та порівняння отриманих спектрів з опорним дозволяє виявити вид та місце виникнення дефекту. Основним недоліком цього методу є необхідність отримувати новий опорний спектр навіть при малих змінах конфігурації шпинделя [59].

Саме на цих принципах вібродіагностики та використанні основних діагностичних ознак проводиться аналіз результатів моніторингу та оцінка стану ШВ, проте при цьому необхідно враховувати ряд факторів, пов'язаних з умовами їх комплектації і режимами експлуатації [14, 20]:

- ШВ із закріпленими інструментами або заготовками є складними механічними коливальними системами з періодично змінними масово-інерційними характеристиками (оправки з різними інструментами, різні заготовки) і, відповідно динамічними характеристиками (власними частотами);
- ШВ є складовими елементами механічної частини динамічної системи верстата, тому їх динамічні характеристики (власні частоти) залежать і від характеру механічних зв'язків з іншими елементами системи (наприклад, від закріплення корпусу ШВ на станині верстату).

Крім, того, сучасні ШВ мають достатньо високу точність і, відповідно, низький рівень коливань у низькочастотній (до резонансній) області, що створює певні проблеми у проведенні їх аналізу.

Підсумовуючи вище наведене, можна зробити висновок, що навіть при високій інформативності механічних вібрацій по частотному складу, їх оцінка по рівню коливань потребує врахування міри наближеності чи віддаленості частот вимушених та власних коливань ШВ, а стандартні методи оцінки стану ШВ методами вібродіагностики, які полягають у порівнянні спектрів вібрацій по частотному складу і амплітудах коливань на стаціонарних режимах роботи, не в повній мірі відображає дійсний стан ШВ.

1.1.4 Методи вимірювання похибки обертання шпиндельних вузлів

Точність обертання ШВ характеризується двома параметрами [51,110]:

- *радіальним биттям*, тобто зміщенням геометричного центру шпинделя відносно центру його обертання в площині вимірювання.
- *похибкою обертання шпинделя*, тобто зміщенням миттєвої осі повороту .

Для ШВ на опорах кочення перший параметр характеризує ексцентриситет робочих і посадочних поверхонь підшипників і шпинделя, а другий – результат пружної взаємодії доріжок і тіл кочення підшипників.

При спектральному аналізі процесу зміщення осі шпинделя радіальне биття (Δr) – це подвійна амплітуда спектральної складової на частоті обертання шпинделя, а похибка обертання (Δ) – подвійна векторна сума амплітуд решти спектральних складових [110]:

$$\Delta r = 2 \cdot a_1;$$

$$\Delta = 2 \cdot \sqrt{\sum_{i=0,1}^m a_{k_i}^2}, \quad f_i \neq f_0, \quad f_m = 10 \cdot f_0$$

де $k_i = f_i / f_0$ - номер i -ї нормованої гармоніки, тобто порядок i -ї частоти вимушених коливань f_i відносно частоти обертання f_0 ;

a_{k_i} - амплітуда i -ї нормованої гармоніки.

Із зміною частоти обертання шпинделя точність обертання шпинделя також змінюється. Причиною такої зміни є дія відцентрових сил і зростання рівня коливань внаслідок утворення зон локальних резонансів [82, 89, 110]

Таким чином, точність обертання ШВ значною мірою визначається похибками виготовлення і збирання і залежить від динамічних характеристик ШВ.

Сучасні методи вимірювання похибки обертання ШВ базуються на схемах безконтактного вимірювання лінійних зміщень по еталонних поверхнях

вимірювальної оправки [12, 13, 23, 28, 37], (рис. 1.9). Основним недоліком таких методів вимірювання є складність виділення в результатах складової, яка відповідає похибці форми вимірюваної поверхні оправки. Насамперед це важливо для прецизійних шпиндельних вузлів, похибка обертання яких співрозмірна з похибкою форми поверхні оправки [37].

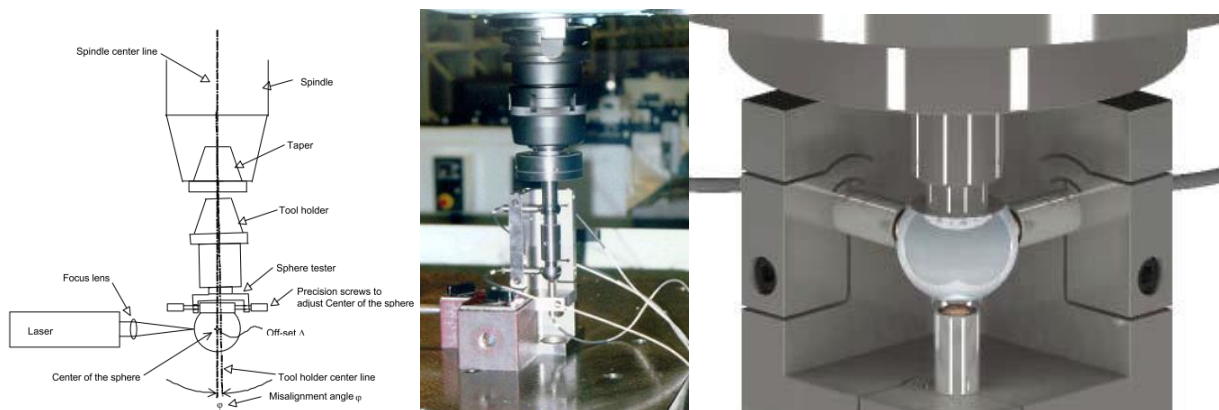


Рис. 1.9 Методи експериментального визначення похибки обертання ШВ

Наведені вище методи, а також методи вимірювання похибки обертання, які розглядаються в роботах [25,31,32,34,36,49,52,119,121,126,145,146] зазвичай застосовуються для лабораторних досліджень у зв'язку з обмеженими можливостями технічних засобів для вимірювання. Таким чином, вимірювання похибки обертання шпиндельних вузлів у виробничих умовах потребує застосування інших методів, зокрема і методів непрямого вимірювання.

1.1.5 Контрольно-вимірювальна апаратура, що використовується в системах моніторингу та керування точністю шпиндельних вузлів

Найбільш поширений варіант побудови систем керування точністю – на базі мікропроцесорних засобів, тому в будь-якій з них наявні датчик, нормуючий перетворювач, інтерфейсний блок, ЕОМ.

Основні типи датчиків та засобів, які використовуються в системах управління точністю обробки [54, 66, 69, 103, 104, 108, 120, 130]:

- перетворювачі кутових переміщень;
- індуктивні перетворювачі диференціального типу (зазвичай вбудовують в обладнання з метою підвищення точності);
- безконтактні датчики переміщень індуктивного типу (призначені для прецизійного вимірювання переміщень, частоти обертання валів, зубчастих коліс, дозволяють вимірювати параметри вібрації вузлів, які здійснюють обертотий рух, відносно їх опор);
- безконтактні датчики переміщень вихре-струмового типу (виділяються більшою у порівнянні з індуктивними точністю, практично безінерційний в звуковому діапазоні частот, широкі межі вимірювання амплітуд вібропереміщення та частотний діапазон, простота і надійність конструкції, нечутливість до поперечних вібрацій);
- пневматичні перетворювачі лінійних переміщень (використовують в системах активного контролю розмірів деталей);
- лазерні інтерферометри (використовують для вимірювання точності позиціонування, характеризуються високою точністю);
- тензодатчики (використовуються для вимірювання сил, мають порівняно невисоку точність, значно обмежені умови застосування);
- п'єзодинамометри;
- датчики віброшвидкості;
- п'єзоелектричні (використовують для відслідковування рівня вібрацій, мають невеликі розміри, чутливість не залежить від довжини кабеля, висока завадостійкість, широкий частотний діапазон, лінійна амплітудна характеристика в широкому динамічному діапазоні, здатність працювати в тяжких оточуючих умовах (температура, вологість, радіація, магнітні поля), висока механічна надійність і довговічність і довговічність, висока вібро- і удароміцність, відсутність необхідності джерела живлення);
- термопари і терморезистори (використовують для вимірювання температури);
- оптичні (лазерні);
- ємнісні;

1.1.6 Напрямки підвищення інформативності віброакустичного моніторингу шпиндельних вузлів

Моніторинг похибки обертання шпинделя потребує знання причин, що викликали цю похибку. Основною причиною є похибки, пов'язані із дефектами виготовлення підшипників [30,33,35,40,52,55] та похибками збирання ШВ [17,18,19,29,144]. При цьому механізм зміни початкових вібраційних характеристик підшипників після їх монтажу є мало вивченим. Насамперед це стосується величин монтажних навантажень, дійсних значень перекосів кілець; додаткових спотворень форми поверхонь бігових доріжок кілець тощо. Визначення причин таких змін експериментальним шляхом спряжено із проблемою ідентифікації дійсного стану підшипників в опорі [38,41,46,48,63]. Причиною цього насамперед є те, що дефекти, пов'язані з похибками монтажу підшипників проявляються в низькочастотній області, і рівень коливань, що ними спричиняється – низький. Підвищити рівень корисного сигналу можливо шляхом застосування резонансних методів вимірювання [47, 137].

Ще однією проблемою моніторингу похибки обертання шпинделя є її зміна при зміні частоти обертання внаслідок зростання інтенсивності коливань в зонах локальних резонансів, спричинених тими чи іншими дефектами виготовлення і збирання ШВ.

Таким чином, підвищення інформативності віброакустичного моніторингу шпиндельних вузлів потребує знання співвідношень власних і вимушених коливань ШВ, тобто визначення його динамічних характеристик.

1.2 Методи теоретичного дослідження динамічних характеристик шпиндельних вузлів

Динамічну точність ШВ, яка характеризує його вібростійкість та продуктивність, а також визначає загальний рівень його коливань визначають динамічні характеристики ШВ, до яких належать: частоти власних коливань,

АЧХ, АФЧХ, динамічна жорсткість, форми коливань на власних частотах, коефіцієнти демпфування. Комплексно ці характеристики найбільш повно характеризує вібростійкість конструкції ШВ, якість їх виготовлення і збирання [70].

Для теоретичного визначення цих показників необхідно скласти математичну модель ШВ. На даний час найбільше розповсюдження набули такі два основні підходи: а) дискретні моделі; б) модель з розподіленими параметрами.

Математична модель ШВ з розподіленими параметрами забезпечує більшу точність отриманих результатів ніж дискретні моделі. У Математичній моделі з розподіленими параметрами шпиндельний вузол розглядається у вигляді стержневої системи із розподіленими і зосередженими масами та елементами, що характеризують підшипники опор і мають пружно-дисипативні характеристики.

Найбільш поширеними варіантами розв'язку диференціальних рівнянь при моделі з розподіленими параметрами є:

- метод скінченних елементів;
- метод початкових параметрів (у матричній формі - метод перехідних матриць).

Питаннями теоретичного визначення динамічних характеристик ШВ як окремо, так і в складі металорізального верстату присвячені роботи Зверева І.О, С.С.Кедрова, В.О.Кудінова, А.С.Пронікова, О.В.Пуша, В.Б.Струтинського, В.Д.Ковальова, Д.Ю.Федориненка, В.С.Хомякова, Ю.М.Данильченка та ін.

В математичній моделі ШВ, розробленій Кедровим С.С. ([100], рис. 1.10) шпиндельний вузол представлено як балку на трьох пружних опорах. Власне шпиндель розглядається як семимасова система. Крім шпинделя система містить патрон та блоки зубчастих коліс. Сам шпиндель розбивається на чотири ділянки з однаковим поперечним перерізом.

вигляді. Конструктивна схема та динамічна модель наведені відповідно на рис. 1.11 та рис. 1.12.

В цих моделях шпиндель представлено у вигляді балки на опорах з пружно-дисипативними характеристиками та приведеними масово-інерційними характеристиками (зведення до одно-масової системи) до зони різання (рис. 1.12). В моделі враховується дія силових факторів від привода та від процесу різання в динаміці (тобто зі зміною у часі).

Диференційне рівняння коливань шпинделя має вигляд [133]:

$$m_{ш} \cdot \ddot{y}_{ш} + h_{ш} \cdot \dot{y}_{ш} + \frac{1}{e_1} \cdot y_{ш} = p \cdot \sin \alpha + \frac{e_2}{e_1} \cdot p_n \cdot \sin(\alpha_1 + \beta_k)$$

де $e_1 = \frac{\partial y_{ш}}{\partial p_v} = const = \frac{1}{c_{ш}}$ - деформативність шпинделя разом із заготовкою в

зоні різання при прикладанні сили в зоні різання;

$e_2 = \frac{\partial y_{ш}}{\partial p_{y1}}$ - деформативність шпинделя разом із заготовкою в зоні різання при

прикладанні сили в приводній передачі;

$m_{ш}$ - приведена до зони різання маса шпинделя;

$h_{ш}$ - еквівалентний коефіцієнт опору шпинделя;

$y_{ш}$ - переміщення шпинделя разом із заготовкою в зоні різання в напрямку осі y ;

p - динамічна складова сили різання;

p_n - динамічна складова зусилля в приводній передачі;

α - кут між динамічною складовою p сили різання та віссю z ;

α_1 - кут розміщення шестерні приводної передачі відносно осі y ;

β_k - кут розміщення шестерні приводної передачі відносно осі y .

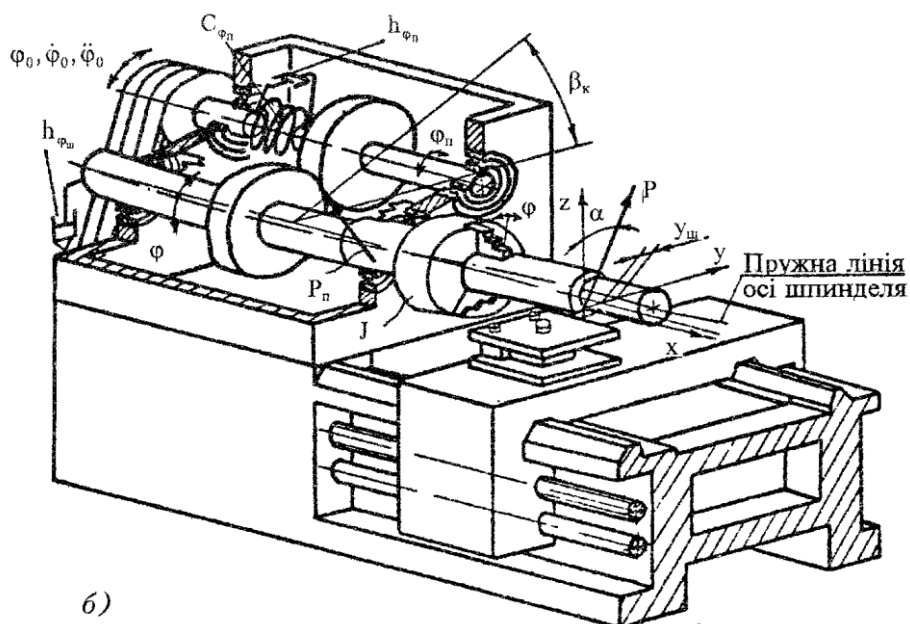


Рис. 1.11 Загальний вигляд та конструктивна схема шпиндельної групи токарного верстату з параметрами динамічної системи

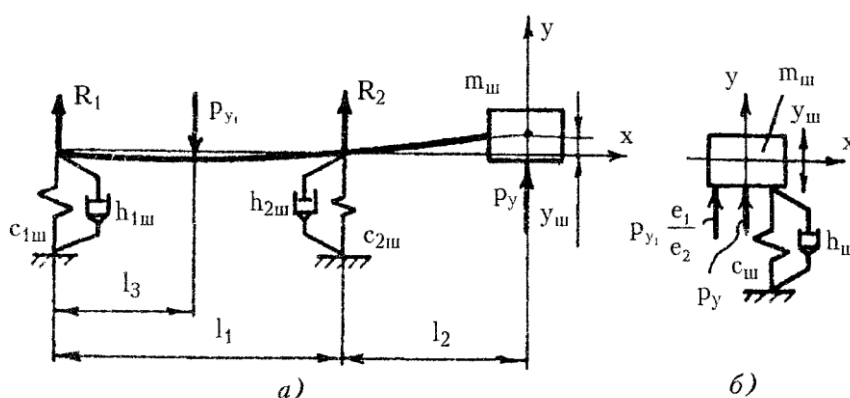


Рис. 1.12 Динамічна модель шпинделя при поперечних

Ці моделі відзначаються достатньою простотою, але обмеженістю використання при розрахунку динамічних характеристик ШВ, як складних систем.

Метод скінченних елементів дає більш точні результати, але значно ускладнює математичний опис системи. Даний метод використовується для опису складних динамічних систем [93].

На відміну від класичного підходу до задачі про напружено-деформований стан, суть методу скінченних елементів полягає у розбитті

суцільного тіла на окремі елементи кінцевих розмірів, які взаємодіють між собою тільки у вузлових точках, де вводять фіктивні сили, рівні поверхневим напруженням, розподіленим по границях елементів, що означає перехід від системи з нескінченним числом параметрів напружено-деформованого стану до системи з кінцевим числом параметрів.

Кожен кінцевий елемент зберігає усі фізичні і геометричні властивості вихідного середовища. На границі області (тіла) задаються граничні умови - компоненти сил або переміщень. Далі для всіх кінцевих елементів будуються матриці коефіцієнтів твердості, визначення яких зводяться до плоскої або тривимірної задачі теорії пружності [111].

У загальному випадку можна виділити такі основні етапи розв'язку задач за методом скінченних елементів:

- побудова функціонала повної потенційної енергії;
- розчленовування системи на кінцеві елементи і вибір координатних функцій;
- складання матриць жорсткості і приведення місцевого навантаження до вузлового;
- побудова канонічних рівнянь;
- розв'язання канонічних рівнянь (визначення ступенів вільності системи);
- визначення компонентів напружено-деформованого стану (переміщень, напружень) по області кінцевих елементів, тобто в довільних заздалегідь заданих місцях.

До переваг методу можна віднести:

- можливість застосовувати метод до тіл, складених з декількох матеріалів;
- даним методом можна апроксимувати тіла складної геометричної форми;
- дозволяє розглянути граничні умови з розривним поверхневим навантаженням, а також змішані граничні умови;
- дозволяє отримувати досить точні розв'язки для систем рівнянь розмірністю 5-10 мільйонів і більше.

Приклади використання методу скінченних елементів для аналізу стану ШВ наведені на рис. 1.13 [1, 26, 53].

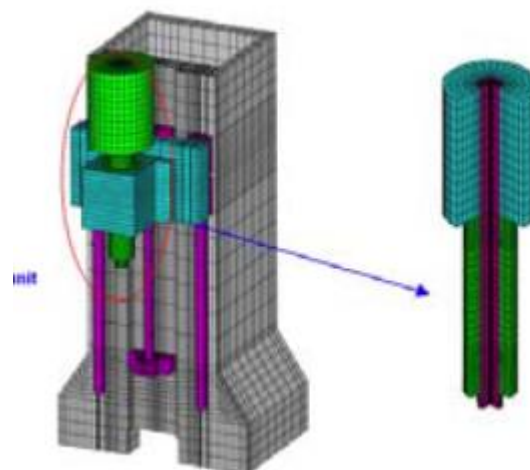
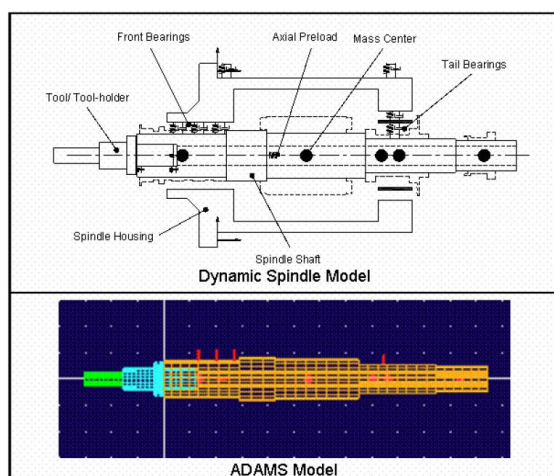


Рис. 1.13 Динамічний аналіз ШВ методом кінцевих елементів

Метод скінченних елементів у застосуванні до задач дослідження динамічної поведінки ШВ використовується у роботі Звєрева І.О [27, 56]. Конструктивна та розрахункова схеми наведені на рис. 1.14.

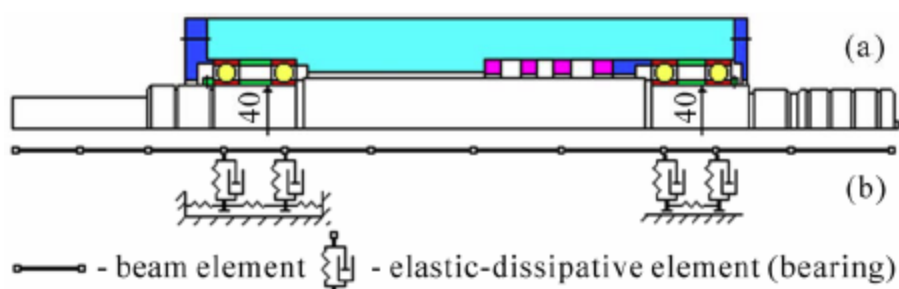


Рис. 1.14 Конструктивна (а) та розрахункова (b) схеми ШВ на пружних опорах

Диференційне рівняння коливань має вигляд [27]:

$$M \cdot \ddot{X} + B \cdot \dot{X} + K \cdot X = F(t)$$

де $X(t)$ - вектор зміщень вузлових точок (nodes);

$F(t)$ - вектор динамічних навантажень у вузлових точках;

M, B, K - матриці маси, демпфування та жорсткості відповідно.

Основними положеннями даної математично моделі є: ШВ розглядається як лінійна динамічна система з розподіленими та зосередженими параметрами,

шпиндель прийнято в якості пружного стержня зі змінним поперечним перетином, що встановлений на пружних опорах з лінійними пружно-дисипативними характеристиками.

Ще одним прикладом використання методу скінченних елементів є робота [3], в якій автори проводять дослідження динаміки мотор-шпинделя, як складної механічної системи, що складається з підсистем інструменту, шпинделя, корпуса шпинделя, шпиндельної бабки (рис. 1.15).

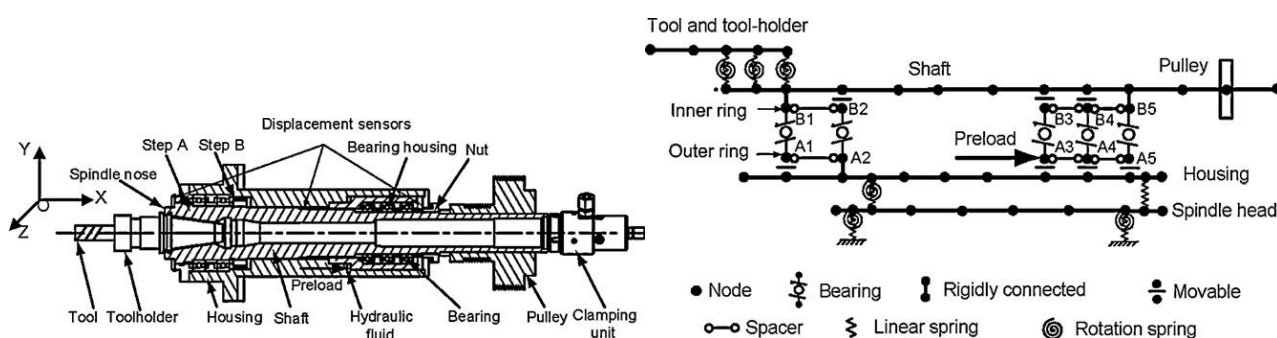


Рис. 1.15 Конструктивна та розрахункова схеми ШВ

Диференційне рівняння коливань має вигляд [3]:

$$M \ddot{q} + (C\Omega G) \cdot \dot{q} + (K - \Omega^2 M_{\Omega} + \Omega C_{\Omega}) \cdot q = F$$

де q - вектор узагальнений переміщень;

M, C, K - узагальнені матриці маси, демпфування та жорсткості;

G - матриця гіроскопічного моменту;

Ω - кутова швидкість обертання шпинделя.

При застосуванні методу початкових параметрів у матричній формі (методу перехідних матриць) шпиндель розглядається, як стержень з розподіленою масою, розбитий на ділянки зі сталим у межах ділянки поперечним перетином [57, 94]. Перевагою методу є те, що при значній кількості елементів не потрібно розв'язувати велику систему рівнянь. В залежності від ступеню деталізації метод початкових параметрів можна віднести як до наближених, так і до точних методів розрахунку [128, 139, 140].

Даний метод використовується для обчислення основних динамічних характеристик ШВ:

- динамічні податливості/жорсткості системи;
- власні частоти системи;
- форми коливань на власних частотах;
- АЧХ та АФЧХ системи;

Першим метод переходних матриць для розрахунку шпиндельних вузлів використано Зверевим І.О. В подальшому він був розвинутий у працях [94, 122, 123, 139, 140, 142].

Приклад моделі ШВ з розподіленими параметрами наведений на рис. 1.16. Дана модель наведена у роботі [122].

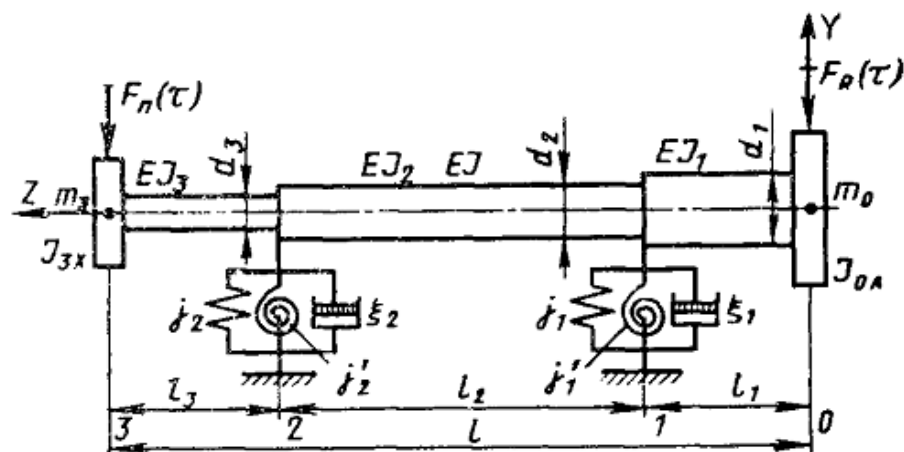


Рис. 1.16 Модель ШВ з розподіленими параметрами

При моделюванні шпинделя з використанням методу початкових параметрів його розглядають як ступінчасту балку на пружних опорах з в'язким демпфуванням. Встановлені на шпинделі крупні деталі (шків, зубчасті колеса, патрони, план-шайби, тощо) подають у вигляді зосереджених мас. Шпиндель розбивають на ділянки з постійними поперечними перетинами. Враховано наявність зосередженої маси, опори, прикладеного зосередженого зовнішнього навантаження, тощо.

Диференційне рівняння вільних коливань стержня постійного поперечного перетину описується у [94], розв'язок якого, виражений через початкові параметри перетинів $y_k, \varphi_k, \frac{M_k \cdot l^2}{E \cdot J}, \frac{Q_0 \cdot l^3}{E \cdot J}$ має вигляд [122]:

$$y_z = y_0 \cdot A_k(z) + \varphi_0 \cdot l \cdot B_k(z) + \frac{M_0 \cdot l^2}{E \cdot J} \cdot C_k(z) + \frac{Q_0 \cdot l^3}{E \cdot J} \cdot D_k(z);$$

При використанні методу початкових параметрів у матричній формі кожна з ділянок описується своєю матрицею розміром 4×4 . Відповідно до цього, параметри на кінцях шпинделя мають вигляд:

$$Y_0 = \begin{bmatrix} y_0 \\ \varphi_0 \cdot l \\ \frac{M_0 \cdot l^2}{E \cdot J} \\ \frac{Q_0 \cdot l^3}{E \cdot J} \end{bmatrix}, \quad Y_3 = \begin{bmatrix} y_3 \\ \varphi_3 \cdot l \\ \frac{M_3 \cdot l^2}{E \cdot J} \\ \frac{Q_3 \cdot l^3}{E \cdot J} \end{bmatrix}.$$

де y - амплітуда лінійного зміщення на початку ділянки; φ - амплітуда кута повороту; M - амплітуда згинального моменту; Q - амплітуда поперечної сили на початку ділянки;

Основним рівнянням динаміки, що описує поведінку шпинделя, є рівняння, яке пов'язує параметри його початку і кінця та в матричній формі має вигляд:

$$Y = \Pi \cdot Y_0$$

де Π - загальна матриця шпинделя, для наведеної на рис. 1.16 моделі вона має вигляд:

$$\Pi = G_3 \cdot U_3 \cdot R_2 \cdot U_2 \cdot R_1 \cdot U_1 \cdot G_0$$

Також, метод перехідних матриць використано у роботі [139], де, на відміну від попередніх прикладів, досліджується шпиндель з приєднаною оправкою, причому стик оправки і шпинделя описаний матрицею переходу з врахуванням його пружно-дисипативних характеристик. На основі цього авторами розроблено програмний комплекс для дослідження динамічних характеристик ШВ (рис. 1.17) та автоматизовано розрахунок динаміки ШВ.

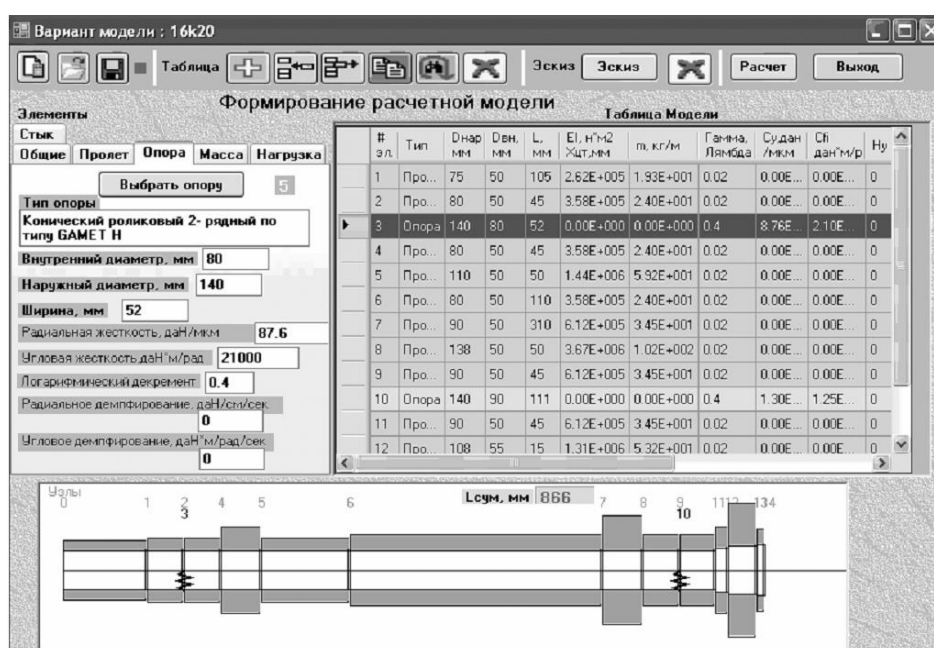


Рис. 1.17 Інтерфейс програмного комплексу SpinDyna для дослідження динамічних характеристик ШВ

Обмеженням вище наведених підходів до дослідження динаміки шпинделя є те, що вони дозволяють достатньо повно оцінити динамічну якість ШВ лише як окремого вузла, але є недостатніми для його оцінки в складі технологічної системи, тобто з врахуванням умов закріплення в шпинделі інструмента (заготовки) та монтажу ШВ на верстаті.

Найбільш повна модель ШВ з використанням методу перехідних матриць у матричній формі розглянута описана у роботі [82, 89], узагальнена розрахункова схема якої наведена на рис. 1.18.

При даному підході до дослідження пружно-деформаційних характеристик складних механічних систем вважається за доцільне поділяти їх на більш прості підсистеми. Відокремлення (ізоляція) підсистем одна від одної забезпечується або видаленням в'язей між ними (метод сил/ динамічних податливостей), або, навпаки, введенням додаткових в'язей, що обмежують переміщення загальних точок (вузлів) підсистем (метод переміщень/ динамічних жорсткостей) [82, 89].

При теоретичних дослідженнях ШВ, як стержневих систем, в динаміці зазвичай використовується метод динамічних податливостей. Суть методу полягає в тому, що в напрямку усунутих в'язей прикладають їх реакції, які потім визначають з умови сумісності деформацій підсистем. При динамічних розрахунках шукані реакції змінюються за гармонічним законом.

В схемі, наведеній на рис. 1.18 ШВ описується як складна механічна коливальна система, яка складається з декількох парціальних підсистем: оправки/заготовки, шпинделя, та корпусу шпинделя, що пружно закріплюється у станині верстату.

ШВ розділяється на відповідні підсистеми, для кожної з яких визначаються власні перехідні матриці та гармонічні коефіцієнти впливу. Канонічні рівняння методу сил для переміщень $q_i^{(s)}$ в характерних перетинах парціальних підсистем мають вигляд:

- для підсистеми 1 інструменту/заготовки (рис. 1.18, б)

$$\begin{cases} q_0^{(1)} = \alpha_{00}^{(1)} \cdot P_0^{(1)} + \alpha_{0u}^{(1)} \cdot X^{12} + \gamma_{0u}^{(1)} \cdot M^{12} \\ q_u^{(1)} = \alpha_{u0}^{(1)} \cdot P_0^{(1)} + \alpha_{uu,екв}^{(1)} \cdot X^{12} + \gamma_{uu,екв}^{(1)} \cdot M^{12} \end{cases}$$

- для підсистеми 2 шпинделя (рис. 1.20, в)

$$\begin{cases} q_0^{(2)} = -\alpha_{00}^{(2)} \cdot X^{12} - \gamma_{00}^{(2)} \cdot M^{12} + \sum_{j=1}^k \alpha_{0j}^{(2)} \cdot X_j^{23} + \sum_{j=1}^k \gamma_{0j}^{(2)} \cdot M_j^{23} \\ q_i^{(2)} = -\alpha_{i0}^{(2)} \cdot X^{12} - \gamma_{i0}^{(2)} \cdot M^{12} + \sum_{j=1}^k \alpha_{ij}^{(2)} \cdot X_j^{23} + \sum_{j=1}^k \gamma_{ij}^{(2)} \cdot M_j^{23} \end{cases}$$

- для підсистеми 3 корпусу ШВ (рис. 1.20, г)

$$q_i^{(3)} = -\sum_{j=1}^k \alpha_{ij}^{(3)} \cdot X_j^{23} - \sum_{j=1}^k \gamma_{ij}^{(3)} \cdot M_j^{23}$$

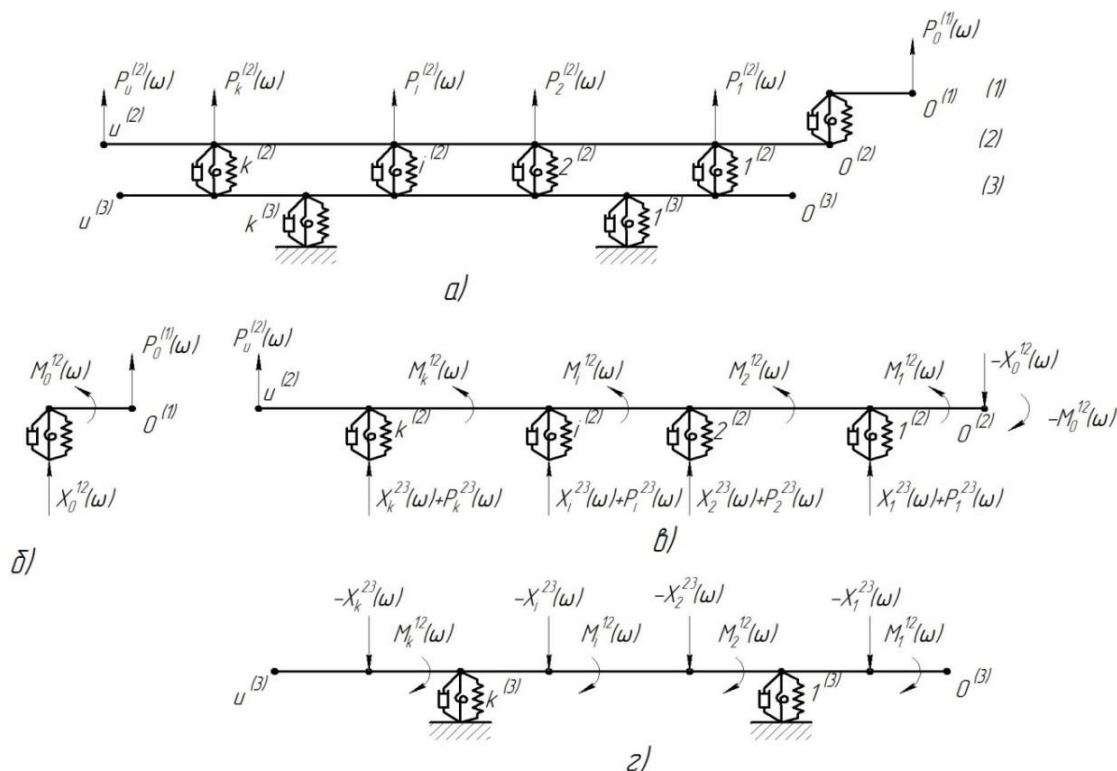


Рис. 1.18 Пружно-деформаційна модель системи “ШВ” та її підсистем: а - система ШВ; б - підсистема інструменту/заготовки ($s = 1$); в - підсистема 2 вала шпинделя ($s = 2$); г - підсистема 3 корпусу ШВ ($s = 3$)

Основним рівнянням, що описує поведінку підсистем є рівняння, що пов’язує між собою параметри початків і кінців відповідних стержневих елементів (корпуса, шпинделя, заготовки) (рис. 1.19) [82, 89]:

$$\mathbf{Q}_u - \mathbf{S}_u = \mathbf{P} \cdot (\mathbf{Q}_0 + \mathbf{S}_0) + \sum_{N=u-1}^1 (\mathbf{P}^{Lu} \cdot \mathbf{S}_N),$$

де $\mathbf{Q}_0, \mathbf{Q}_u$ – матриці-стовпці параметрів на передньому і задньому кінцях стержня; \mathbf{P} – матриця (4×4) , рівна добутку всіх матриць переходу ділянок; \mathbf{P}^{Lu} – матриця (4×4) , рівна добутку матриць переходу, що відповідають ділянкам стержня, розміщеним лівіше перетину N , в якому прикладене навантаження; \mathbf{S}_N – матриця-стовпець навантаження в перетині N ; $\mathbf{S}_0, \mathbf{S}_u$ – матриці-стовпці навантаження на кінцях стержня.

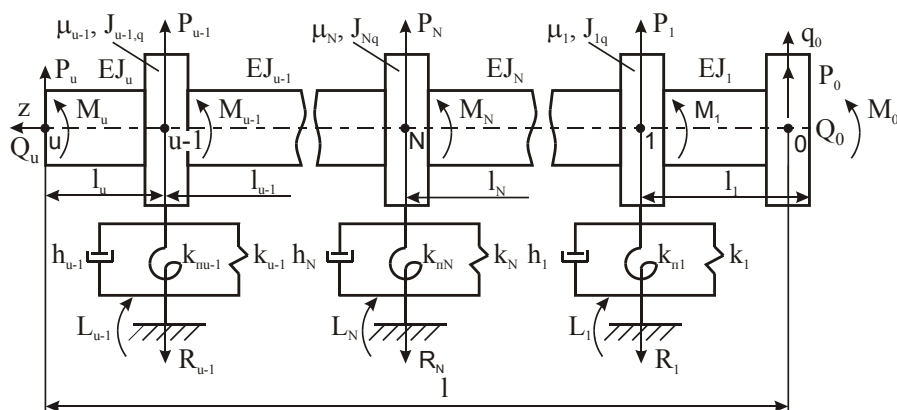


Рис. 1.19. Узагальнена розрахункова схема пружної системи ШВ

На сьогоднішній день, дослідження динамічних характеристик системи «ШВ-оправка» при різних варіантах врахування закріплення оправки в шпинделі з використанням методу перехідних матриць достатньо повно висвітлені в роботі [71].

Задача врахування пружного закріплення ШВ на основі (станині верстату) розв'язано лише в загальному вигляді [85] і потребує подальших досліджень.

За результатами аналізу розглянутих моделей та робіт, зроблено висновок про необхідність розгляду ШВ як складної механічної коливальної системи, що принаймні складається з підсистем інструменту/заготовки, власне шпинделя і корпусу, закріпленого на станині верстата. За основу передбачається прийняти модель, описану у роботах [82, 89].

1.3 Мета і задачі дослідження

Метою роботи є підвищення інформативності систем моніторингу динамічного стану ШВ металорізальних верстатів за рахунок встановлення теоретичної функції відповідності коливань шпинделя і корпусу ШВ та розробки на основі цього методу непрямого вимірювання коливань шпинделя.

Задачі дослідження:

1. Аналіз існуючих систем моніторингу динамічного стану ШВ, методів і засобів вимірювання коливань шпинделя, та динамічних моделей ШВ

металорізальних верстатів.

2. Розробка динамічної моделі ШВ як складної механічної коливальної системи, та алгоритму розрахунку його основних динамічних характеристик (частот і форм власних коливань та динамічної податливості).

3. Моделювання динамічних характеристик ШВ та встановлення закономірностей їх формування залежно від конструкції, комплектації та монтажу ШВ.

4. Розробка експериментального стенду та його динамічної моделі. Експериментальне та теоретичне визначення частот власних коливань стенду.

5. Розробка методу непрямого вимірювання коливань шпинделя та експериментальна перевірка його адекватності.

6. Розробка рекомендацій по застосуванню розробленого метода для діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ та оцінки точності обертання шпинделя.

РОЗДІЛ 2

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЧНОЇ КОЛИВНОЇ СИСТЕМИ „ШПИНДЕЛЬНИЙ ВУЗОЛ“

Визначення динамічних характеристик ШВ ґрунтується на основних теоретичних положеннях робіт [87, 88] щодо розробки пружно-деформаційної моделі ШВ як складної механічної коливальної системи. Для складання рівнянь рівноваги в точках розмикання підсистем використовується метод динамічних податливостей. Гармонічні коефіцієнти впливу визначаються використовуючи підхід [61, 122], який ґрунтується на використанні методу початкових параметрів в матричній формі (методу перехідних матриць) [94].

2.1 Загальні положення методу перехідних матриць

Найбільш поширеним при теоретичних дослідженнях згинальних (поперечних) коливань прямих стержнів є метод початкових параметрів [57], який в матричній формі має назву методу перехідних матриць [94, 122].

При використанні даного методу стержневу систему подають у вигляді послідовно з'єднаних ділянок постійного поперечного перетину із врахуванням можливої присутності в i -му перетині зосередженого вантажу, опори або збурювального гармонічного навантаження (рис. 2.1).

В основі методу лежить розв'язання задачі щодо вільних поперечних коливань ділянки балки постійного поперечного перетину з рівномірно розподіленою масою (рис. 2.1). Диференційне рівняння вільних коливань балки має вигляд [94]:

$$EJ_i \cdot \frac{\partial^4 \xi}{\partial z^4} + m_i \cdot \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = 0 \quad (2.1)$$

де: ξ - поперечне переміщення балки;

x - осьова координата балки;

EJ_i - жорсткість ділянки балки на згин;

m_i - маса одиниці довжини ділянки балки;

t - час.

Початкові параметри на кінцях i -ї ділянки пов'язуються виразом [82, 94]:

$$\mathbf{Q}_i = \mathbf{P}_i \cdot \mathbf{Q}_{i-1} + \mathbf{S}_i, \quad (2.2)$$

де $\mathbf{Q}_i, \mathbf{Q}_{i-1}$ - матриці-стовпці параметрів на кінцях ділянки;

\mathbf{P}_i - матриця (4×4), рівна добутку всіх матриць переходу на ділянці;

\mathbf{S}_i - матриця стовпець збурювального навантаження в i -ому перетині:

$$\mathbf{Q}_i = \begin{bmatrix} q_i \\ \psi_i \cdot l_i \\ \frac{\tilde{M}_i \cdot l_i^2}{E \cdot J} \\ \frac{Q_i \cdot l_i^3}{E \cdot J} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{Q}_{i-1} = \begin{bmatrix} q_{i-1} \\ \psi_{i-1} \cdot l_i \\ \frac{\tilde{M}_{i-1} \cdot l_i^2}{E \cdot J} \\ \frac{Q_{i-1} \cdot l_i^3}{E \cdot J} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{S}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{M_i \cdot l_i^2}{E \cdot J} \\ \frac{P_i \cdot l_i^3}{E \cdot J} \end{bmatrix},$$

де $q_i, \psi_i, \tilde{M}_i, Q_i$ та $q_{i-1}, \psi_{i-1}, \tilde{M}_{i-1}, Q_{i-1}$ - амплітуди поперечних переміщень, кутів поворотів, згинальних моментів та поперечних сил на кінцях i -ї ділянки довжиною l_i ;

M_i, P_i - амплітуди збурювальних навантажень (гармонічні моменти і сили);

$E \cdot J$ - згинальна жорсткість ділянки стержня, прийнятої за основну (як правило, ділянка найбільшої довжини), E - модуль пружності матеріалу, J - момент інерції поперечного перетину.

Загальна матриця i -ї ділянки описується виразом [82, 94]:

$$\mathbf{P}_i = \mathbf{G}_i \cdot \mathbf{R}_i \cdot \mathbf{U}_i, \quad (2.3)$$

де \mathbf{U}_i , \mathbf{G}_i , \mathbf{R}_i - перехідні матриці ділянки, які визначають форму врахування маси ділянки й можливу наявність в її i -му перетині зосередженого вантажу та опори.

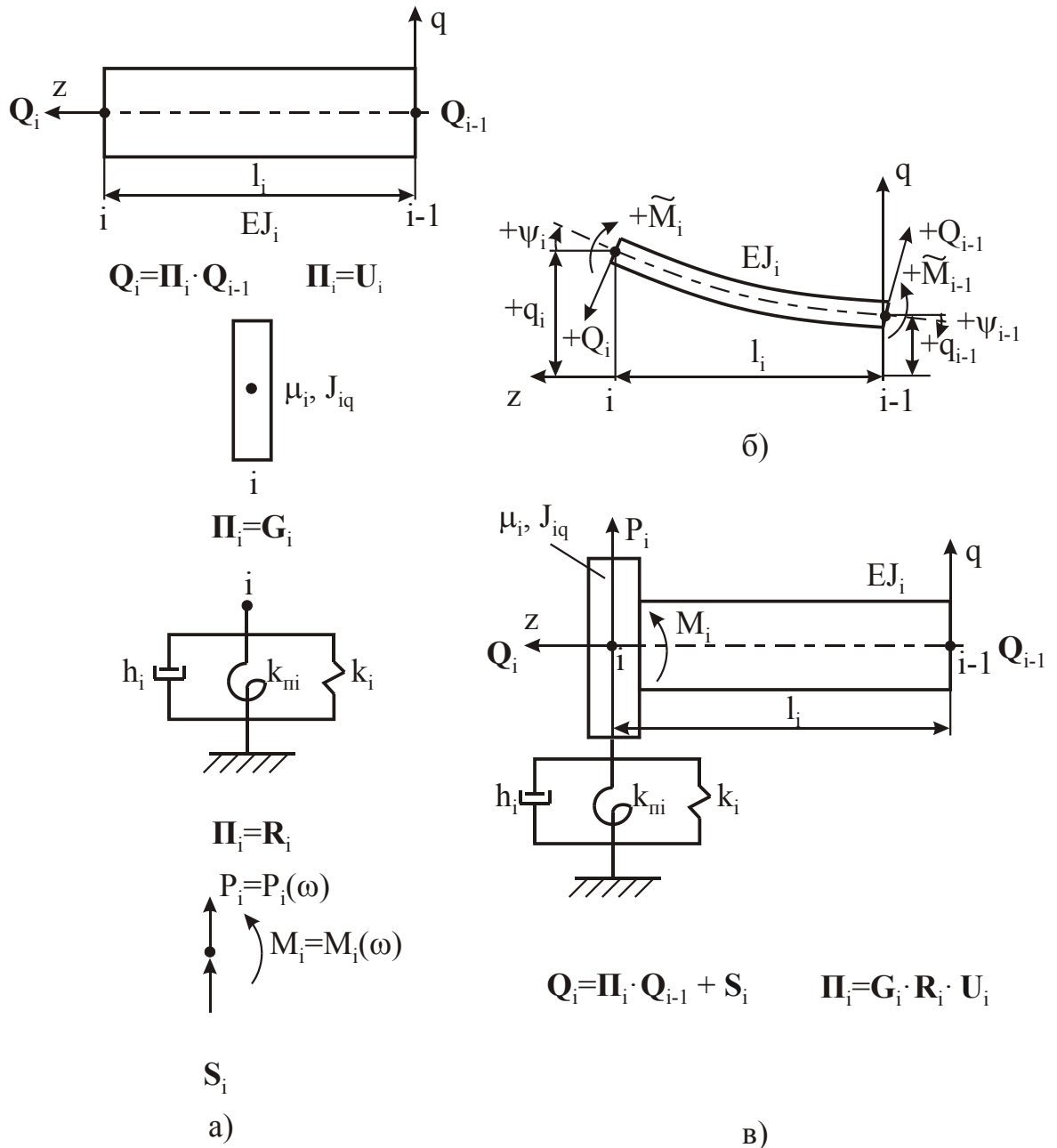


Рис. 2.1. Розрахункова схема ділянки пружної системи ШВ:

а) елементи ділянки; б) правило знаків; в) узагальнена схема ділянки

Перехідна матриця i -ї ділянки стержня з розподіленою масою \mathbf{U}_i [82, 94]:

$$\mathbf{U}_i = \begin{bmatrix} A_i & \beta_i \cdot B_i & \frac{\beta_i^2 \cdot C_i}{\alpha_i} & \frac{\beta_i^3 \cdot D_i}{\alpha_i} \\ \frac{\lambda_i^4 \cdot D_i}{\beta_i} & A_i & \frac{\beta_i \cdot B_i}{\alpha_i} & \frac{\beta_i^2 \cdot C_i}{\alpha_i} \\ \frac{\alpha_i \cdot \lambda_i^4 \cdot C_i}{\beta_i^2} & \frac{\alpha_i \cdot \lambda_i^4 \cdot D_i}{\beta_i} & A_i & \beta_i \cdot B_i \\ \frac{\alpha_i \cdot \lambda_i^4 \cdot B_i}{\beta_i^3} & \frac{\alpha_i \cdot \lambda_i^4 \cdot C_i}{\beta_i^2} & \frac{\lambda_i^4 \cdot D_i}{\beta_i} & A_i \end{bmatrix},$$

де $\alpha_i = E \cdot J_i / E \cdot J$; $\beta_i = l_i / l$; $\lambda_i^4 = m_i \cdot l_i^4 \cdot \omega^2 / E \cdot J_i = k_{i\lambda} \cdot \omega^2$;

l - загальна довжина стержня;

ω - колова частота поперечних коливань стержня;

A_i, B_i, C_i, D_i - функції виду:

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{1}{2} \cdot (ch\lambda_i + \cos\lambda_i); & B_i &= \frac{1}{2 \cdot \lambda_i} \cdot (sh\lambda_i + \sin\lambda_i); \\ C_i &= \frac{1}{2 \cdot \lambda_i^2} \cdot (ch\lambda_i - \cos\lambda_i); & D_i &= \frac{1}{2 \cdot \lambda_i^3} \cdot (sh\lambda_i - \sin\lambda_i). \end{aligned}$$

Перехідна масово-інерційна матриця зосередженого вантажу \mathbf{G}_i враховує зміну амплітудних значень силових факторів (\tilde{M}_i, Q_i) в i -му перетині стержня на величину зосередженої сили та моменту інерційних сил зосередженого вантажу масою μ_i і моментом інерції відносно горизонтальної вісі, перпендикулярної до пружної вісі стержня I_{iq} [82, 94]:

$$\mathbf{G}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\delta_i & 1 & 0 \\ v_i & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \delta_i = \frac{I_{iq} \cdot \omega^2 \cdot l}{E \cdot J}; \quad v_i = \frac{\mu_i \cdot \omega^2 \cdot l^3}{E \cdot J}.$$

Перехідна матриця пружно-дисипативної лінійно-поворотної опори \mathbf{R}_i враховує зміну амплітудних значень силових факторів (M_i , P_i) в i -му перетині стержня на величину реакцій опори [82, 94]:

$$\mathbf{R}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_i & 1 & 0 \\ -\varepsilon_i - \chi_i & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \varepsilon_i = \frac{k_i \cdot l^3}{E \cdot J}; \quad \chi_i = j \cdot \frac{h_i \cdot \omega \cdot l^3}{E \cdot J}; \quad \sigma_i = \frac{k_{ni} \cdot l}{E \cdot J},$$

де k_i , k_{ni} - радіальна та кутова жорсткості опори;

h_i - коефіцієнт, що характеризує демпфувальні властивості опори, $j = \sqrt{-1}$.

В перехідних матрицях суто лінійної $\mathbf{R}_{\varepsilon i}$, поворотної $\mathbf{R}_{\sigma i}$ опор і вмонтованого демпфера $\mathbf{R}_{\chi i}$ враховуються тільки відповідні характеристики k_i , k_{ni} і h_i .

В загальному випадку прикладання навантажень, для прийнятих додатних напрямів навантажень, матричне рівняння, що пов'язує параметри переднього та заднього кінців стержня таке [82]:

$$\mathbf{Q}_u - \mathbf{S}_u = \mathbf{\Pi} \cdot (\mathbf{Q}_0 + \mathbf{S}_0) + \sum_{N=u-1}^1 (\mathbf{\Pi}^{Lu} \cdot \mathbf{S}_N), \quad (2.4)$$

де $\mathbf{Q}_0, \mathbf{Q}_u$ - матриці-стовпці параметрів на передньому і задньому кінцях стержня;

$\mathbf{\Pi}$ - матриця (4×4), рівна добутку всіх матриць переходу ділянок;

$\mathbf{\Pi}^{Lu}$ - матриця (4×4), рівна добутку матриць переходу, що відповідають ділянкам стержня, розміщеним лівіше перетину N , в якому прикладене навантаження;

\mathbf{S}_N - матриця-стовпець навантаження в перетині N ;

S_0, S_u – матриці-стовпці навантаження на кінцях стержня.

Власні частоти стержня визначаються з умови $\det \Pi = 0$.

Параметри на кінцях стержня залежать від умов закріплення його кінцевих ділянок. Для стержня, з вільними або пружно закріпленими кінцями, матриці-стовпці параметрів Q_0, Q_u такі [82, 94]:

$$Q_0 = \begin{bmatrix} q_0 \\ \psi_0 \cdot l \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad Q_u = \begin{bmatrix} q_u \\ \psi_u \cdot l \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad S_N = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{M_N \cdot l_N^2}{E \cdot J} \\ \frac{P_N \cdot l_N^3}{E \cdot J} \end{bmatrix}$$

Для пружного закріплення кінців, така форма запису пояснюється тим, що в цьому випадку поперечна сила Q_i і згинальний момент \tilde{M}_i дорівнюють відповідним реакціям опори, що враховується у загальній матриці Π_i відповідної кінцевої ділянки матрицею опори R_i .

2.2 Конструктивна та розрахункова схема системи «шпиндельний вузол»

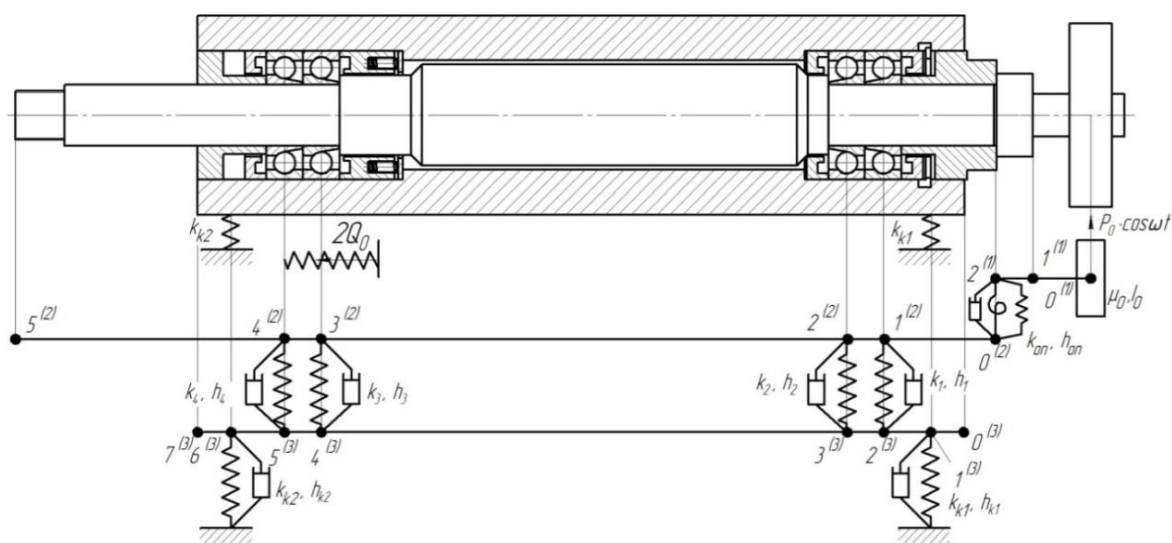


Рис. 2.2 Конструктивна і розрахункова схеми системи «шпиндельний вузол»

Загальна конструктивна і розрахункова схеми ШВ представлені на рис.

2.2.

У даній роботі досліджувана система ШВ характеризується різними ступенями комплектації, представленими у Таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 Розрахункові схеми комплектацій системи ШВ

№ компл.	Комплектація системи ШВ	Рівняння динаміки системи
$k=0$	Базова конструкція – шпиндель на опорах	
$k=1$	Шпиндель на опорах з приєднаною оправкою	
$k=2$	Шпиндель у гільзовому корпусі на станині	
$k=3$	Повна комплектація – шпиндель з приєднаною оправкою, змонтований у гільзовому корпусі на станині	

2.3 Динамічні моделі системи «шпиндельний вузол»

2.3.1 Динамічна модель шпинделя на опорах (комплектація $k = 0$, табл. 2.1)

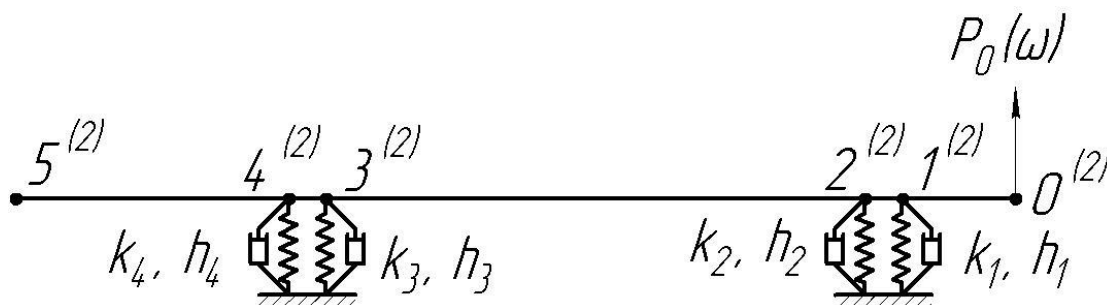


Рис. 2.3 Розрахункова схема системи шпинделя на опорах

За базову конструкцію системи ШВ прийнято систему що складається з підсистем: 1) оправка; 2) шпиндель встановлений на пружних опорах. Детально базові конструкції розглянуто у роботах [71, 79, 122, 124, 143].

Шпиндель, (рис. 2.3) розглядається у вигляді стержня, що складається з п'яти послідовно з'єднаних ділянок з розподіленою масою та постійним поперечним перетином. В перетинах $1^{(2)}$, $2^{(2)}$, $3^{(2)}$ і $4^{(2)}$ розташовані підшипники опор, що враховується пружними зв'язками з жорсткостями k_1 , k_2 , k_3 , k_4 і демпфуванням h_1 , h_2 , h_3 , h_4 відповідно, в перетині $0^{(2)}$ прикладене одиничне гармонічне збурення $P_0(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$.

Схеми ділянок, а також їх матриць, матриць зосереджених мас та опор наведені на рис. 2.1 та Розділі 2.1. Беручи їх за основу, у випадку системи, наведеної на рис. 2.3, загальна матриця системи має вигляд [91]:

$$\mathbf{\Pi}^{(2)} = \prod_{i=5}^1 \mathbf{\Pi}_i^{(2)} = \mathbf{U}_5^{(2)} \cdot \mathbf{R}_4^{(2)} \cdot \mathbf{U}_4^{(2)} \cdot \mathbf{R}_3^{(2)} \cdot \mathbf{U}_3^{(2)} \cdot \mathbf{R}_2^{(2)} \cdot \mathbf{U}_2^{(2)} \cdot \mathbf{R}_1^{(2)} \cdot \mathbf{U}_1^{(2)} \quad (2.5)$$

Параметри в початковому перетині стержня q_0 і ψ_0 визначаються за залежностями [2, 81, 88, 91]:

$$\begin{cases} q_0 = b \cdot P_0 \cdot \frac{a_{32} \cdot a_{44} - a_{42} \cdot a_{34}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}} ; \\ \psi_0 = \frac{b \cdot P_0}{l} \cdot \frac{a_{41} \cdot a_{34} - a_{31} \cdot a_{44}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}} \end{cases} \quad (2.6)$$

де a_{ij} - елементи матриці $\mathbf{\Pi}$.

Параметри в кінцевому перетині стержня q_5 і ψ_5 визначаються із залежностей:

$$\begin{cases} q_5 = q_0 \cdot a_{11} + \psi_0 \cdot l \cdot a_{12} + b \cdot P_0 \cdot a_{14} \\ \psi_5 = \frac{1}{l} \cdot (q_0 \cdot a_{21} + \psi_0 \cdot l \cdot a_{22} + b \cdot P_0 \cdot a_{24}) \end{cases} \quad (2.7)$$

Визначення даних параметрів в інших перетинах стержня відбувається з рівняння, що пов'язує параметри у будь-якому перетині i з параметрами в початковому перетині:

$$\mathbf{Q}_i = \mathbf{\Pi}^i \cdot (\mathbf{Q}_0 + \mathbf{S}_0), \quad (2.8)$$

$$\text{де } \mathbf{\Pi}^i = \prod_{i=i}^0 \mathbf{\Pi}_i .$$

Переміщення q_i , в i -му перетині стержня визначаємо аналогічно до попереднього випадку:

$$q_i = q_0 \cdot a_{11}^i + \psi_0 \cdot l \cdot a_{12}^i + b \cdot P_0 \cdot a_{14}^i \quad (2.9)$$

$$\text{де } a_{ij}^i, - \text{ елементи матриці } \mathbf{\Pi}^i, \mathbf{\Pi}^i = \prod_{i=i}^0 \mathbf{\Pi}_i .$$

Таким чином, знайшовши q_0 та q_i можна визначити положення точок пружної лінії стержня у будь-який момент часу.

Власні частоти системи для даного випадку визначаються із умови рівності визначника загальної перехідної матриці системи $\det \mathbf{\Pi} = 0$, тобто зводиться до розв'язання рівняння:

$$a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32} = 0 \quad (2.10)$$

Форми коливань для розглянутих компоновок систем визначаються з рівняння:

$$q_i = q_0 \cdot a_{11}^i + \psi_0 \cdot l \cdot a_{12}^i = q_0 \cdot \left(a_{11}^i - a_{12}^i \cdot \frac{a_{31}}{a_{32}} \right). \quad (2.11)$$

Прийнявши для всіх k форм коливань амплітуду коливань в початковому перетині шпинделя $u_0^{(2)} = 1$, відносні амплітуди коливань в інших перетинах стержня отримуються за залежністю:

$$u_{ik} = \frac{q_{ik}}{q_{0k}} = a_{11}^i - a_{12}^i \cdot \frac{a_{31}}{a_{32}}, \quad (2.12)$$

При моделюванні форм коливань складної механічної системи ШВ необхідно виходити з того, що, фактично форми коливань цієї системи є пружними лініями основних елементів підсистем (оправки, шпинделя і гільзового корпусу шпиндельного вузла) при одиничних гармонічних збуреннях на частотах власних коливань системи.

Моделювання та подальший аналіз форм коливань на власних частотах дозволяє візуально оцінити рівень коливань усієї системи загалом, провести

оптимальний підбір та розташування мас на шпинделі та вибрати оптимальну схему розташування датчиків при моніторингу стану ШВ.

2.3.2 Динамічна модель шпинделя на опорах з приєднаною оправкою (комплектація $k = 1$, табл. 2.1)

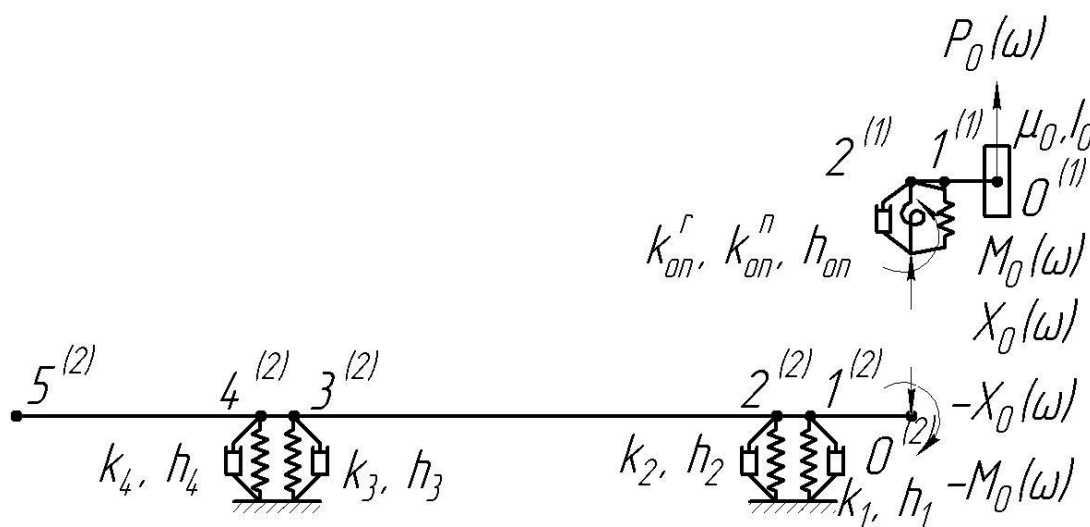


Рис. 2.4 Схема розмикання системи шпиндель на опорах з приєднаною оправкою

Даний варіант комплектації складається з двох підсистем (рис. 2.4) – шпинделя та оправки/заготовки/інструменту, яка в подальшому приймається як підсистема оправки.

Підсистема оправки (індекс $s = 1$) розглядається у вигляді стержня, що складається з двох ділянок з розподіленою масою. На передньому кінці оправки (перетин $0^{(1)}$) розміщена зосереджена маса μ_0 з моментом інерції I_0 . В цьому ж перетині прикладене гармонічне зусилля $P_0(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$. В перетині $2^{(1)}$ вона з'єднана з шпинделем, що враховується двома пружним-дисипативними зв'язками з радіальною k_{on}^r і поворотною k_{on}^n жорсткостями, а також демпфуванням h_{on}^r з радіальною h_{on}^r і кутовою h_{on}^n складовими;

Підсистема шпиндель (індекс $s = 2$) розглядається у вигляді стержня, що складається з п'яти ділянок з розподіленою масою. В перетині $0^{(2)}$ шпиндель з'єднаний з оправкою. В перетинах $1^{(2)}$, $2^{(2)}$, $3^{(2)}$ і $4^{(2)}$ розташовані підшипники, що враховується пружними зв'язками з жорсткостями k_1 , k_2 , k_3 , k_4 і демпфуванням h_1 , h_2 , h_3 , h_4 відповідно.

Рівняння рівноваги(сумісності деформацій) у точках розмикання підсистем $2^{(1)}/0^{(2)}$ мають вигляд [82]:

$$\begin{cases} \alpha_{22,екв}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{22}^{(1)} \cdot M_0 + \alpha_P^{(1)} = -\alpha_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{00}^{(2)} \cdot M_0 \\ \beta_{22}^{(1)} \cdot X_0 + \varphi_{22,екв}^{(1)} \cdot M_0 + \beta_P^{(1)} = -\beta_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \varphi_{00}^{(2)} \cdot M_0 \end{cases} \quad (2.13)$$

або це ж рівняння у матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix} \alpha & \gamma \\ \beta & \varphi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{X} \\ \mathbf{M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_P \\ \beta_P \end{bmatrix} \text{ або } [\mathbf{A}] \cdot [\mathbf{F}] = [\Delta_P], \quad (2.14)$$

де: $[\mathbf{A}]$, $[\mathbf{F}]$, $[\Delta_P]$ - блочні матриці динамічної податливості, амплітуд узагальнених переміщень реакцій відкинутих зв'язків і узагальнених переміщень в точках розмикання підсистем від дії прикладених гармонічних сил;

X_0 , M_0 - амплітуди гармонічних реакцій відкинутих зв'язків, радіального та поворотного відповідно;

$\alpha_{ij}^{(s)}$ - амплітуда переміщення в i -ій точці підсистеми від одиничного гармонічного зусилля, прикладеного в j -ій точці, $s = 1, 2$;

$\beta_{ij}^{(s)}$ - амплітуда кута повороту в i -ій точці підсистеми від одиничного гармонічного зусилля, прикладеного в j -ій точці;

$\gamma_{ij}^{(s)}$ - амплітуда переміщення в i -ій точці підсистеми від одиничного гармонічного моменту, прикладеного в j -ій точці;

$\varphi_{ij}^{(s)}$ - амплітуда кута повороту в i -ій точці підсистеми від одиничного гармонічного моменту, прикладеного в j -ій точці;

$\alpha_P^{(1)}$ і $\beta_P^{(1)}$ – узагальнені амплітуди переміщень (лінійні і кутові) від дії одиничного гармонічного навантаження $P_0(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$, $\alpha_P^{(1)} = \alpha_{20}^{(1)} \cdot P_0^{(1)}$,

$$\beta_P^{(1)} = \beta_{20}^{(1)} \cdot P_0^{(1)};$$

$\alpha_{22,екв}^{(1)}$, $\varphi_{22,екв}^{(1)}$ - еквівалентні гармонічні коефіцієнти впливу, що враховують жорсткість відкинутих зв'язків [61, 82, 122]:

$$\alpha_{22,екв}^{(1)} = \alpha_{22}^{(1)} + \frac{1}{k_{on}^r}, \quad \varphi_{22,екв}^{(1)} = \varphi_{22}^{(1)} + \frac{1}{k_{on}^n}. \quad (2.15)$$

Гармонічні коефіцієнти впливу підсистем визначаються відповідно до даної схеми розмикання системи ШВ з використанням загальних перехідних матриць підсистем $\Pi^{(s)}$, які для варіанту комплектації $k = 1$ мають вигляд:

- для оправки ($s = 1$, кількість ділянок $u = 2$):

$$\Pi^{(1)} = \prod_{i=2}^0 \Pi_i^{(1)} = U_2^{(1)} \cdot U_1^{(1)} \cdot G_0^{(1)} \quad (2.16)$$

- для шпинделя ($s = 2$, $u = 5$):

$$\Pi^{(2)} = \prod_{i=5}^1 \Pi_i^{(2)} = U_5^{(2)} \cdot R_4^{(2)} \cdot U_4^{(2)} \cdot R_3^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot R_2^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot R_1^{(2)} \cdot U_1^{(2)} \quad (2.17)$$

Гармонічні коефіцієнти впливу підсистем $\alpha_{ij}^{(s)}, \beta_{ij}^{(s)}, \gamma_{ij}^{(s)}, \varphi_{ij}^{(s)}$ які необхідні для складання матриці гармонічних коефіцієнтів впливу (що використовується

для обчислення власних частот системи) та для складання канонічних рівнянь методу сил, визначаються за методикою, що подана в роботі [82, 89] та наведена в розділі 2.3.1 і мають вигляд:

- для початкового перетину стержня

$$\begin{cases} \alpha_{0j} = \frac{q_0}{P_j} = b \cdot \frac{a_{32} \cdot a_{44}^{Lu} - a_{42} \cdot a_{34}^{Lu}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}} \\ \beta_{0j} = \frac{\Psi_0}{P_j} = \frac{b}{l} \cdot \frac{a_{41} \cdot a_{34}^{Lu} - a_{31} \cdot a_{44}^{Lu}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}} \end{cases} \quad (2.18)$$

$$\begin{cases} \gamma_{0j} = \frac{q_0}{M_j} = a \cdot \frac{a_{32} \cdot a_{43}^{Lu} - a_{42} \cdot a_{33}^{Lu}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}} \\ \phi_{0j} = \frac{\Psi_0}{M_j} = \frac{a}{l} \cdot \frac{a_{41} \cdot a_{33}^{Lu} - a_{31} \cdot a_{43}^{Lu}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}} \end{cases} \quad (2.19)$$

- для кінцевого перетину стержня:

$$\begin{cases} \alpha_{uj} = \frac{q_u}{P_j} = a_{11} \cdot \alpha_{0j} + a_{12} \cdot l \cdot \beta_{0j} + a_{14}^{Lu} \cdot b \\ \beta_{uj} = \frac{\Psi_u}{P_j} = \frac{1}{l} \cdot (a_{21} \cdot \alpha_{0j} + a_{22} \cdot l \cdot \beta_{0j} + a_{24}^{Lu} \cdot b) \end{cases} \quad (2.20)$$

$$\begin{cases} \gamma_{uj} = \frac{q_u}{M_j} = a_{11} \cdot \gamma_{0j} + a_{12} \cdot l \cdot \phi_{0j} + a_{13}^{Lu} \cdot a \\ \phi_{uj} = \frac{\Psi_u}{M_j} = \frac{1}{l} \cdot (a_{21} \cdot \gamma_{0j} + a_{22} \cdot l \cdot \phi_{0j} + a_{23}^{Lu} \cdot a) \end{cases} \quad (2.21)$$

де a_{ij} , a_{ij}^{Lu} - елементи матриць $\Pi^{(s)}$ і $\Pi^{(s)Lu}$ відповідно.

- для довільного перетину стержня:

$$\begin{cases} \alpha_{ij} = \frac{q_i}{P_j} = a_{11}^i \cdot \alpha_{0j} + a_{12}^i \cdot l \cdot \beta_{0j} + a_{14}^{Li} \cdot b \\ \beta_{ij} = \frac{\psi_i}{P_j} = \frac{1}{l} \cdot (a_{21}^i \cdot \alpha_{0j} + a_{22}^i \cdot l \cdot \beta_{0j} + a_{24}^{Li} \cdot b) \end{cases} \quad (2.22)$$

$$\begin{cases} \gamma_{ij} = \frac{q_i}{M_j} = a_{11}^i \cdot \gamma_{0j} + a_{12}^i \cdot l \cdot \phi_{0j} + a_{13}^{Li} \cdot a \\ \phi_{ij} = \frac{\psi_i}{M_j} = \frac{1}{l} \cdot (a_{21}^i \cdot \gamma_{0j} + a_{22}^i \cdot l \cdot \phi_{0j} + a_{23}^{Li} \cdot a) \end{cases} \quad (2.23)$$

де a_{ij}^i , a_{ij}^{Li} - елементи матриць $\Pi^{(s)i}$ і $\Pi^{(s)Li}$ відповідно.

Причому $j=0$: $a_{34}^{Lu} = a_{34}$, $a_{44}^{Lu} = a_{44}$, $a_{33}^{Lu} = a_{33}$, $a_{43}^{Lu} = a_{43}$; для $j=u$: $a_{34}^{Lu} = 0$, $a_{44}^{Lu} = 1$, $a_{33}^{Lu} = 1$, $a_{43}^{Lu} = 0$.

Матриці виду $\Pi^{(s)Lu}$ і $\Pi^{(s)i}$, $\Pi^{(s)Li}$ для парціальної підсистеми оправки мають вигляд:

$$\Pi^{(1)Lu} = \Pi^{(1)Li} = \text{diag}(1,1,1,1)$$

Для підсистеми шпинделя ці матриці зведені у таблицю 2.2 [78].

Таблиця 2.2

Перехідні матриці для підсистеми «шпиндель» ($s = 2$, $u = 5$)					
$\alpha_{ij}^{(2)}, \beta_{ij}^{(2)}$	i	j	$\Pi^{(2)Lu}$	$\Pi^{(2)i}$	$\Pi^{(2)Li}$
$\alpha_{01}^{(2)}, \beta_{01}^{(2)}$	0	1	$\mathbf{U}_5^{(2)} \cdot \mathbf{U}_4^{(2)} \cdot \mathbf{U}_3^{(2)} \cdot \mathbf{U}_2^{(2)}$		
$\alpha_{02}^{(2)}, \beta_{02}^{(2)}$	0	2	$\mathbf{U}_5^{(2)} \cdot \mathbf{U}_4^{(2)} \cdot \mathbf{U}_3^{(2)}$		
$\alpha_{03}^{(2)}, \beta_{03}^{(2)}$	0	3	$\mathbf{U}_5^{(2)} \cdot \mathbf{U}_4^{(2)}$		
$\alpha_{04}^{(2)}, \beta_{04}^{(2)}$	0	4	$\mathbf{U}_5^{(2)}$		
$\alpha_{11}^{(2)}$	1	1		$\mathbf{U}_1^{(2)}$	$\text{diag}(1,1,1,1)$
$\alpha_{21}^{(2)}$	2	1		$\mathbf{U}_2^{(2)} \cdot \mathbf{U}_1^{(2)}$	$\mathbf{U}_2^{(2)}$

$\alpha_{31}^{(2)}$	3	1		$U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	$U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)}$
$\alpha_{41}^{(2)}$	4	1		$U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	$U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)}$
$\alpha_{12}^{(2)}$	1	2		$U_1^{(2)}$	0
$\alpha_{22}^{(2)}$	2	2		$U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	$diag(1,1,1,1)$
$\alpha_{32}^{(2)}$	3	2		$U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	$U_3^{(2)}$
$\alpha_{42}^{(2)}$	4	2		$U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	$U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)}$
$\alpha_{13}^{(2)}$	1	3		$U_1^{(2)}$	0
$\alpha_{23}^{(2)}$	2	3		$U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	0
$\alpha_{33}^{(2)}$	3	3		$U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	$diag(1,1,1,1)$
$\alpha_{43}^{(2)}$	4	3		$U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	$U_4^{(2)}$
$\alpha_{14}^{(2)}$	1	4		$U_1^{(2)}$	0
$\alpha_{24}^{(2)}$	2	4		$U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	0
$\alpha_{34}^{(2)}$	3	4		$U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	0
$\alpha_{44}^{(2)}$	4	4		$U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}$	$diag(1,1,1,1)$

На основі системи рівнянь (2.13) складається матриця динамічної податливості системи:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \alpha_{00}^{12} & \gamma_{00}^{12} \\ \beta_{00}^{12} & \varphi_{00}^{12} \end{pmatrix}, \quad (2.24)$$

$$\text{де: } \alpha_{00}^{12} = \alpha_{22}^{(1)} + \alpha_{00}^{(2)} + \frac{1}{k_{on}^r}; \beta_{00}^{12} = \beta_{22}^{(1)} + \beta_{00}^{(2)}; \gamma_{00}^{12} = \gamma_{22}^{(1)} + \gamma_{00}^{(2)}; \varphi_{00}^{12} = \varphi_{22}^{(1)} + \varphi_{00}^{(2)} + \frac{1}{k_{on}^n};$$

Власні частоти системи визначаються з умови $\det \mathbf{A} = 0$ [94, 122].

Визначення переміщень точок системи для компоновки $k = 1$ відбувається складанням канонічних рівнянь методу сил, проте спершу необхідно визначити амплітуди гармонічних реакцій відкинутих зв'язків X_i і M_i з рівнянь рівноваги (2.14):

$$[\mathbf{F}] = [\mathbf{A}]^{-1} [\Delta_{\mathbf{P}}] \quad (2.25)$$

Власне переміщення точок підсистем [82, 89]:

- оправки

$$\begin{cases} q_0^{(1)} = \alpha_{00}^{(1)} \cdot P_0 + \alpha_{02}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{02}^{(1)} \cdot M_0 \\ q_i^{(1)} = \alpha_{i0}^{(1)} \cdot P_0 + \alpha_{i2}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{i2}^{(1)} \cdot M_0 \end{cases} \quad (2.26)$$

- шпинделя

$$\begin{cases} q_0^{(2)} = -\alpha_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{00}^{(2)} \cdot M_0 \\ q_i^{(2)} = -\alpha_{i0}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{i0}^{(2)} \cdot M_0 \end{cases} \quad (2.27)$$

При врахуванні демпфування опор шпинделя, розрахункові переміщення $q_i^{(s)}$ набувають комплексного вигляду, амплітуди і фази яких визначаються по залежностях:

$$A_i^{(s)} = \sqrt{\operatorname{Re}(q_i^{(s)})^2 + \operatorname{Im}(q_i^{(s)})^2}; \quad \varphi_i^{(s)} = \arctg\left(\frac{\operatorname{Im}(q_i^{(s)})}{\operatorname{Re}(q_i^{(s)})}\right). \quad (2.28)$$

Форми коливань системи будуються приймаючи амплітуду коливань в початковому перетині шпинделя $u_0^{(2)} = 1$, амплітуди інших точок визначаються за залежністю:

$$u_{ik} = \frac{q_{ik}}{q_{0k}} \quad (2.29)$$

2.3.3 Динамічна модель шпинделя у корпусі, що закріплений на основі (комплектація $k = 2$, табл. 2.1)

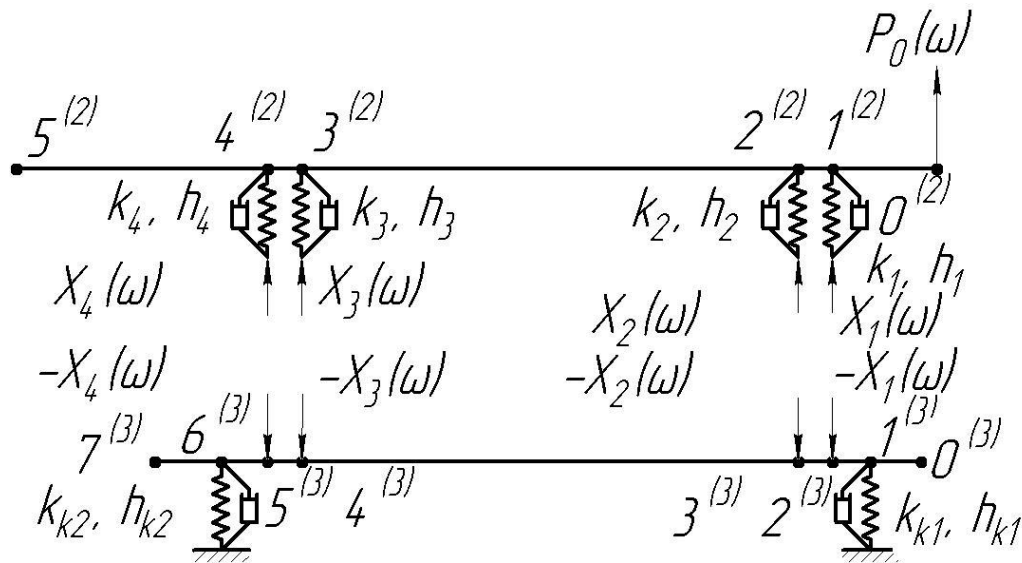


Рис. 2.5 Схема розмикання системи шпинделя у корпусі змонтованому на основі

Третій варіант комплектації – шпиндель – корпус пружно закріплений на основі (рис. 2.5).

Підсистема шпиндель (індекс $s = 2$) розглядається у вигляді стержня, що складається з п'яти ділянок з розподіленою масою. В перетині $0^{(2)}$ шпиндель з'єднаний з оправкою, а також прикладене гармонічне зусилля $P(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$. В перетинах $1^{(2)}$, $2^{(2)}$, $3^{(2)}$ і $4^{(2)}$ розташовані підшипники, що враховується пружними зв'язками з жорсткостями k_1, k_2, k_3, k_4 і демпфуванням h_1, h_2, h_3, h_4 відповідно.

Підсистема гільзовий корпус на основі (індекс $s = 3$) розглядається у вигляді пустотілого стержня (гільзи), що складається з семи ділянок з розподіленою масою. В перетинах $2^{(3)}$, $3^{(3)}$, $4^{(3)}$ і $5^{(3)}$ корпус з'єднаний з шпинделем. В перетинах $1^{(3)}$ і $6^{(3)}$ корпус з'єднується з станиною верстату, що враховується пружними опорами з жорсткостями k_{k1}, k_{k2} і демпфуванням h_{k1}, h_{k2} .

Рівняння рівноваги для даного варіанту комплектації у випадку прикладання гармонічного навантаження на кінці шпинделя мають вигляд [72, 74]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_{11,екв}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{12}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{13}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{14}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{1P}^{(2)} = -\alpha_{22}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{23}^{(3)} \cdot X_2 - \\ - \alpha_{24}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{25}^{(3)} \cdot X_4 \\ \alpha_{21}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{22,екв}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{23}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{24}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{2P}^{(2)} = -\alpha_{32}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{33}^{(3)} \cdot X_2 - \\ - \alpha_{34}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{35}^{(3)} \cdot X_4 \\ \alpha_{31}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{32}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{33,екв}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{34}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{3P}^{(2)} = -\alpha_{42}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{43}^{(3)} \cdot X_2 - \\ - \alpha_{44}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{45}^{(3)} \cdot X_4 \\ \alpha_{41}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{42}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{43}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{44,екв}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{4P}^{(2)} = -\alpha_{52}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{53}^{(3)} \cdot X_2 - \\ - \alpha_{54}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{55}^{(3)} \cdot X_4 \end{array} \right. \quad (2.30)$$

$$\text{де } \alpha_{11,екв}^{(2)} = \alpha_{11}^{(2)} + \frac{1}{k_1}; \alpha_{22,екв}^{(2)} = \alpha_{22}^{(2)} + \frac{1}{k_2}; \alpha_{33,екв}^{(2)} = \alpha_{33}^{(2)} + \frac{1}{k_3}; \alpha_{44,екв}^{(2)} = \alpha_{44}^{(2)} + \frac{1}{k_4}.$$

Узагальнені амплітуди переміщень $\alpha_{iP}^{(s)}$ і $\beta_{iP}^{(s)}$ (лінійні і кутові) від дії одиничного гармонічного збудження $P_0(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$, прикладеного на кінці оправки визначаються із залежностей:

$$\alpha_{iP}^{(s)} = \alpha_{ij}^{(s)} \cdot P_j^{(s)}, \beta_{iP}^{(s)} = \beta_{ij}^{(s)} \cdot P_j^{(s)}, i = 0, 1, 2, 3, 4.$$

Перехідні матриці підсистем для динамічної моделі шпинделя у корпусі, змонтованому на основі корпусу, перехідні матриці мають вигляд:

– для шпинделя ($s = 2, u = 5$):

$$\Pi^{(2)} = \prod_{i=5}^0 \Pi_i^{(2)} = U_5^{(2)} \cdot U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}; \quad (2.31)$$

– для гільзового корпусу ($s = 3, u = 7$):

$$\mathbf{\Pi}^{(3)} = \prod_{i=7}^0 \mathbf{\Pi}_i^{(3)} = \mathbf{U}_7^{(3)} \cdot \mathbf{R}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_5^{(3)} \cdot \mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)} \quad (2.32)$$

Гармонічні коефіцієнти впливу підсистем $\alpha_{ij}^{(s)}$ ($s = 2, 3$) визначаються за формулами (2.18) - (2.23).

Матриці виду $\mathbf{\Pi}^{(s)Lu}$ і $\mathbf{\Pi}^{(s)i}$, $\mathbf{\Pi}^{(s)Li}$ для підсистеми шпиндель наведені у таблиці 2.2, для підсистеми корпус ШВ – зведені в таблицю 2.3 [78]:

Таблиця 2.3

Перехідні матриці для підсистеми «гільзовий корпус на основі» ($s = 3, u = 7$)					
$\alpha_{ij}^{(3)}, \beta_{ij}^{(3)}$	i	j	$\mathbf{\Pi}^{(3)Lu}$	$\mathbf{\Pi}^{(3)i}$	$\mathbf{\Pi}^{(3)Li}$
$\alpha_{02}^{(3)}, \beta_{02}^{(3)}$	0	2	$\mathbf{U}_7^{(3)} \cdot \mathbf{R}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_5^{(3)} \times$ $\times \mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)}$		
$\alpha_{03}^{(3)}, \beta_{03}^{(3)}$	0	3	$\mathbf{U}_7^{(3)} \cdot \mathbf{R}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_5^{(3)} \times$ $\times \mathbf{U}_4^{(3)}$		
$\alpha_{04}^{(3)}, \beta_{04}^{(3)}$	0	4	$\mathbf{U}_7^{(3)} \cdot \mathbf{R}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_5^{(3)}$		
$\alpha_{05}^{(3)}, \beta_{05}^{(3)}$	0	5	$\mathbf{U}_7^{(3)} \cdot \mathbf{R}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_6^{(3)}$		
$\alpha_{22}^{(3)}$	2	2		$\mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	$diag(1,1,1,1)$
$\alpha_{32}^{(3)}$	3	2		$\mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	$\mathbf{U}_3^{(3)}$
$\alpha_{42}^{(3)}$	4	2		$\mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \times$ $\times \mathbf{U}_1^{(3)}$	$\mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)}$
$\alpha_{52}^{(3)}$	5	2		$\mathbf{U}_5^{(3)} \cdot \mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \times$ $\times \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	$\mathbf{U}_5^{(3)} \cdot \mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)}$
$\alpha_{23}^{(3)}$	2	3		$\mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	0
$\alpha_{33}^{(3)}$	3	3		$\mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	$diag(1,1,1,1)$
$\alpha_{43}^{(3)}$	4	3		$\mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \times$ $\times \mathbf{U}_1^{(3)}$	$\mathbf{U}_4^{(3)}$
$\alpha_{53}^{(3)}$	5	3		$\mathbf{U}_5^{(3)} \cdot \mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \times$ $\times \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	$\mathbf{U}_5^{(3)} \cdot \mathbf{U}_4^{(3)}$

$\alpha_{24}^{(3)}$	2	4		$\mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	0
$\alpha_{34}^{(3)}$	3	4		$\mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	0
$\alpha_{44}^{(3)}$	4	4		$\mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \times$ $\times \mathbf{U}_1^{(3)}$	$diag(1,1,1,1)$
$\alpha_{54}^{(3)}$	5	4		$\mathbf{U}_5^{(3)} \cdot \mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \times$ $\times \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	$\mathbf{U}_5^{(3)}$
$\alpha_{25}^{(3)}$	2	5		$\mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	0
$\alpha_{35}^{(3)}$	3	5		$\mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	0
$\alpha_{45}^{(3)}$	4	5		$\mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \times$ $\times \mathbf{U}_1^{(3)}$	0
$\alpha_{55}^{(3)}$	5	5		$\mathbf{U}_5^{(3)} \cdot \mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \times$ $\times \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}$	$diag(1,1,1,1)$

Матриця динамічної податливості системи для цього варіанту компоновки має вигляд [72, 74]:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \alpha_{11}^{23} & \alpha_{12}^{23} & \alpha_{13}^{23} & \alpha_{14}^{23} \\ \alpha_{21}^{23} & \alpha_{22}^{23} & \alpha_{23}^{23} & \alpha_{24}^{23} \\ \alpha_{31}^{23} & \alpha_{32}^{23} & \alpha_{33}^{23} & \alpha_{34}^{23} \\ \alpha_{41}^{23} & \alpha_{42}^{23} & \alpha_{43}^{23} & \alpha_{44}^{23} \end{pmatrix}, \quad (2.33)$$

$$\text{де: } \alpha_{11}^{23} = \alpha_{11}^{(2)} + \alpha_{22}^{(3)} + \frac{1}{k_1}; \alpha_{12}^{23} = \alpha_{12}^{(2)} + \alpha_{23}^{(3)}; \alpha_{13}^{23} = \alpha_{13}^{(2)} + \alpha_{24}^{(3)}; \alpha_{14}^{23} = \alpha_{14}^{(2)} + \alpha_{25}^{(3)};$$

$$\alpha_{21}^{23} = \alpha_{21}^{(2)} + \alpha_{32}^{(3)}; \alpha_{22}^{23} = \alpha_{22}^{(2)} + \alpha_{33}^{(3)} + \frac{1}{k_2}; \alpha_{23}^{23} = \alpha_{23}^{(2)} + \alpha_{34}^{(3)}; \alpha_{24}^{23} = \alpha_{24}^{(2)} + \alpha_{35}^{(3)};$$

$$\alpha_{31}^{23} = \alpha_{31}^{(2)} + \alpha_{42}^{(3)}; \alpha_{32}^{23} = \alpha_{32}^{(2)} + \alpha_{43}^{(3)}; \alpha_{33}^{23} = \alpha_{33}^{(2)} + \alpha_{44}^{(3)} + \frac{1}{k_3}; \alpha_{34}^{23} = \alpha_{34}^{(2)} + \alpha_{45}^{(3)};$$

$$\alpha_{41}^{23} = \alpha_{41}^{(2)} + \alpha_{52}^{(3)}; \alpha_{42}^{23} = \alpha_{42}^{(2)} + \alpha_{53}^{(3)}; \alpha_{43}^{23} = \alpha_{43}^{(2)} + \alpha_{54}^{(3)}; \alpha_{44}^{23} = \alpha_{44}^{(2)} + \alpha_{55}^{(3)} + \frac{1}{k_4}.$$

Визначення розрахункових переміщень точок системи для $k=2$ проводиться із залежностей [72, 74]:

- для шпинделя (індекс $s=2$)

$$\begin{cases} q_0^{(2)} = \alpha_{00}^{(2)} \cdot P_0 + \alpha_{01}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{02}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{03}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{04}^{(2)} \cdot X_4; \\ q_i^{(2)} = \alpha_{i0}^{(2)} \cdot P_0 + \alpha_{i1}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{i2}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{i3}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{i4}^{(2)} \cdot X_4 \end{cases} \quad (2.34)$$

- для корпусу (індекс $s=3$)

$$q_i^{(3)} = -\alpha_{i1}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{i2}^{(3)} \cdot X_2 - \alpha_{i3}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{i4}^{(3)} \cdot X_4. \quad (2.35)$$

Побудова форм коливань проводиться по тих же принципах, що і для $k=1$ [80].

2.3.4 Динамічна модель системи ШВ (комплектація $k=3$, табл. 2.1)

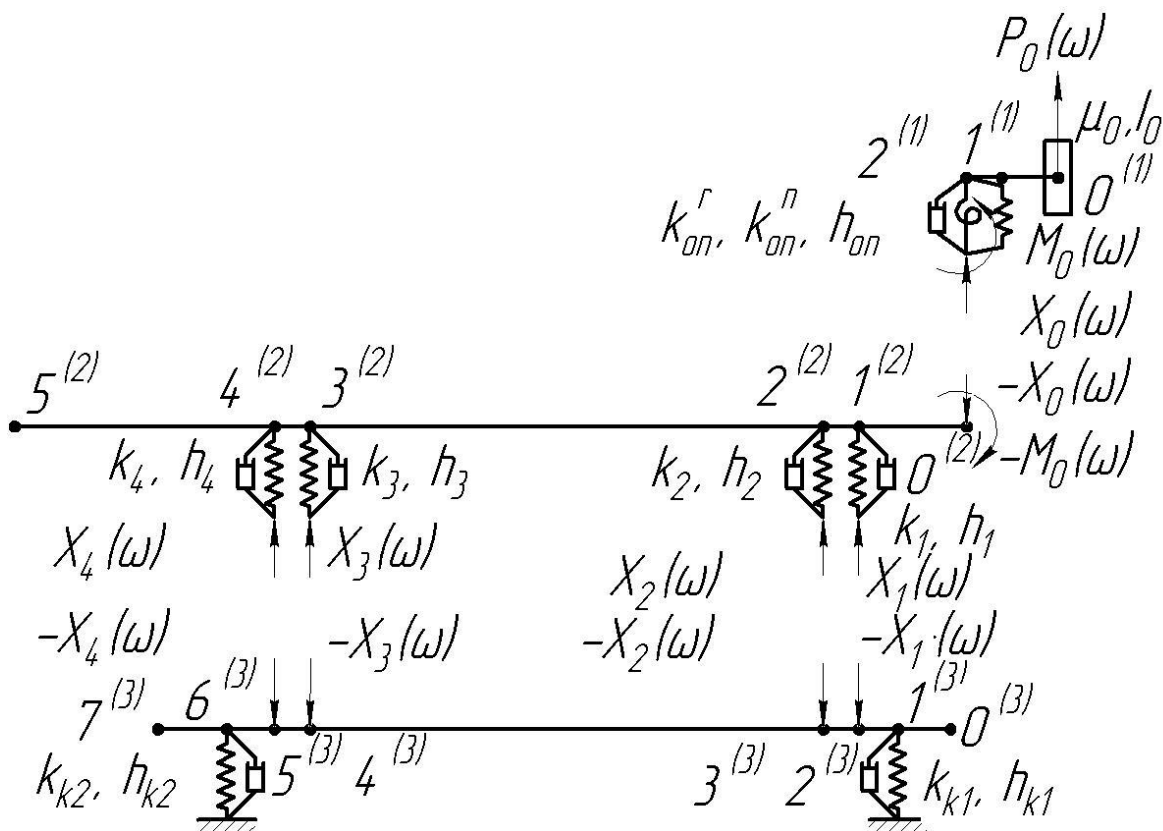


Рис. 2.6 Схема розмикання системи шпиндельний вузол (ШВ)

Повний варіант комплектації $k = 3$ включає в себе підсистеми (рис. 2.6):

1) оправка; 2) шпиндель; 3) корпус ШВ.

Перша підсистема (оправка, індекс $s = 1$) розглядається у вигляді стержня, що складається з двох ділянок з розподіленою масою. На передньому кінці оправки (перетин $0^{(1)}$) розміщена зосереджена маса. В цьому ж перетині прикладене гармонічне зусилля $P(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$. В перетині $2^{(1)}$ вона з'єднана з шпинделем, що враховується пружним зв'язком з радіальною k_{on}^r і поворотною k_{on}^n жорсткостями, а також демпфуванням h_{on} з радіальною h_{on}^r і кутовою h_{on}^n складовими.

Друга підсистема (шпиндель, індекс $s = 2$) розглядається у вигляді стержня, що складається з п'яти ділянок з розподіленою масою. В перетині $0^{(2)}$ шпиндель з'єднаний з оправкою. В перетинах $1^{(2)}$, $2^{(2)}$, $3^{(2)}$ і $4^{(2)}$ розташовані підшипники, що враховується пружними зв'язками з жорсткостями k_1 , k_2 , k_3 , k_4 і демпфуванням h_1 , h_2 , h_3 , h_4 відповідно.

Третя підсистема (гільзовий корпус на основі, індекс $s = 3$) розглядається у вигляді пустотілого стержня (гільзи), що складається з семи ділянок з розподіленою масою. В перетинах $2^{(3)}$, $3^{(3)}$, $4^{(3)}$ і $5^{(3)}$ корпус з'єднаний з шпинделем. В перетинах $1^{(3)}$ і $6^{(3)}$ корпус з'єднується з станиною верстату, що враховується пружними опорами з жорсткостями k_{k1} , k_{k2} і демпфуванням h_{k1} , h_{k2} .

Рівняння рівноваги для даного варіанту комплектації при прикладанні гармонічного навантаження на кінці шпинделя мають вигляд [81, 118]:

$$\left\{ \begin{array}{l}
\alpha_{22,екв}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{22}^{(1)} \cdot M_0 + \alpha_P^{(1)} = -\alpha_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{00}^{(2)} \cdot M_0 - \alpha_{01}^{(2)} \cdot X_1 - \alpha_{02}^{(2)} \cdot X_2 - \\
- \alpha_{03}^{(2)} \cdot X_3 - \alpha_{04}^{(2)} \cdot X_4 \\
\beta_{22}^{(1)} \cdot X_0 + \phi_{22,екв}^{(1)} \cdot M_0 + \beta_P^{(1)} = -\beta_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \phi_{00}^{(2)} \cdot M_0 - \beta_{01}^{(2)} \cdot X_1 - \beta_{02}^{(2)} \cdot X_2 - \\
- \beta_{03}^{(2)} \cdot X_3 - \beta_{04}^{(2)} \cdot X_4 \\
\alpha_{11,екв}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{12}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{13}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{14}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{1P}^{(2)} = -\alpha_{22}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{23}^{(3)} \cdot X_2 - \\
- \alpha_{24}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{25}^{(3)} \cdot X_4 \\
\alpha_{21}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{22,екв}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{23}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{24}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{2P}^{(2)} = -\alpha_{32}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{33}^{(3)} \cdot X_2 - \\
- \alpha_{34}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{35}^{(3)} \cdot X_4 \\
\alpha_{31}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{32}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{33,екв}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{34}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{3P}^{(2)} = -\alpha_{42}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{43}^{(3)} \cdot X_2 - \\
- \alpha_{44}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{45}^{(3)} \cdot X_4 \\
\alpha_{41}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{42}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{43}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{44,екв}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{4P}^{(2)} = -\alpha_{52}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{53}^{(3)} \cdot X_2 - \\
- \alpha_{54}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{55}^{(3)} \cdot X_4
\end{array} \right. \quad (2.36)$$

Гармонічні коефіцієнти впливу $\alpha_{ij}^{(s)}$, $\beta_{ij}^{(s)}$, $\gamma_{ij}^{(s)}$, $\phi_{ij}^{(s)}$, $s=1,2,3$ визначаються за формулами (2.18)-(2.23) відповідно до схеми розмикання системи ШВ, та схеми розбивки підсистем на ділянки за їх перехідними матрицями $\Pi^{(s)}$.

Для комплектації $k=3$ (рис. 2.6.), перехідні матриці підсистем мають вигляд [78, 81, 118]:

– для оправки ($s=1$, $u=2$):

$$\Pi^{(1)} = \prod_{i=2}^0 \Pi_i^{(1)} = U_2^{(1)} \cdot U_1^{(1)} \cdot G_0^{(1)}; \quad (2.37)$$

– для шпинделя ($s=2$, $u=5$):

$$\Pi^{(2)} = \prod_{i=5}^0 \Pi_i^{(2)} = U_5^{(2)} \cdot U_4^{(2)} \cdot U_3^{(2)} \cdot U_2^{(2)} \cdot U_1^{(2)}; \quad (2.38)$$

– для гільзового корпусу ($s = 3, u = 7$):

$$\mathbf{\Pi}^{(3)} = \prod_{i=7}^0 \mathbf{\Pi}_i^{(3)} = \mathbf{U}_7^{(3)} \cdot \mathbf{R}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_5^{(3)} \cdot \mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}. \quad (2.39)$$

Перехідні матриці $\mathbf{\Pi}^{(1)Lu}$ і $\mathbf{\Pi}^{(1)Li}$, що використовуються для визначення гармонічних коефіцієнтів впливу підсистеми оправка $\alpha_{02}^{(1)}, \beta_{02}^{(1)}, \gamma_{02}^{(1)}, \varphi_{02}^{(1)}$ ($u = 2$) і $\alpha_{22}^{(1)}, \beta_{22}^{(1)}, \gamma_{22}^{(1)}, \varphi_{22}^{(1)}$ ($i = 2, j = 2$), відповідно дорівнюють:

$$\mathbf{\Pi}^{(1)Lu} = \mathbf{\Pi}^{(1)Li} = \text{diag}(1,1,1,1)$$

Перехідні матриці типу $\mathbf{\Pi}^{(s)Lu}$ і $\mathbf{\Pi}^{(s)i}$, $\mathbf{\Pi}^{(s)Li}$ для визначення гармонічних коефіцієнтів впливу 2-ї і 3-ї підсистем зведені в таблиці 2.2 і 2.3.

На основі системи рівнянь (2.36) складається матриця динамічних податливостей:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \alpha_{00}^{12} & \gamma_{00}^{12} & -\alpha_{01}^{(2)} & -\alpha_{02}^{(2)} & -\alpha_{03}^{(2)} & -\alpha_{04}^{(2)} \\ \beta_{00}^{12} & \varphi_{00}^{12} & -\beta_{01}^{(2)} & -\beta_{02}^{(2)} & -\beta_{03}^{(2)} & -\beta_{04}^{(2)} \\ -\alpha_{10}^{(2)} & -\gamma_{10}^{(2)} & \alpha_{11}^{23} & \alpha_{12}^{23} & \alpha_{13}^{23} & \alpha_{14}^{23} \\ -\alpha_{20}^{(2)} & -\gamma_{20}^{(2)} & \alpha_{21}^{23} & \alpha_{22}^{23} & \alpha_{23}^{23} & \alpha_{24}^{23} \\ -\alpha_{30}^{(2)} & -\gamma_{30}^{(2)} & \alpha_{31}^{23} & \alpha_{32}^{23} & \alpha_{33}^{23} & \alpha_{34}^{23} \\ -\alpha_{40}^{(2)} & -\gamma_{40}^{(2)} & \alpha_{41}^{23} & \alpha_{42}^{23} & \alpha_{43}^{23} & \alpha_{44}^{23} \end{pmatrix}, \quad (2.40)$$

$$\text{де: } \alpha_{00}^{12} = \alpha_{22}^{(1)} + \alpha_{00}^{(2)} + \frac{1}{k_{on}^r}; \beta_{00}^{12} = \beta_{22}^{(1)} + \beta_{00}^{(2)}; \gamma_{00}^{12} = \gamma_{22}^{(1)} + \gamma_{00}^{(2)};$$

$$\varphi_{00}^{12} = \varphi_{22}^{(1)} + \varphi_{00}^{(2)} + \frac{1}{k_{on}^n}; \alpha_{11}^{23} = \alpha_{11}^{(2)} + \alpha_{22}^{(3)} + \frac{1}{k_1}; \alpha_{12}^{23} = \alpha_{12}^{(2)} + \alpha_{23}^{(3)};$$

$$\alpha_{13}^{23} = \alpha_{13}^{(2)} + \alpha_{24}^{(3)}; \alpha_{14}^{23} = \alpha_{14}^{(2)} + \alpha_{25}^{(3)}; \alpha_{21}^{23} = \alpha_{21}^{(2)} + \alpha_{32}^{(3)}; \alpha_{22}^{23} = \alpha_{22}^{(2)} + \alpha_{33}^{(3)} + \frac{1}{k_2};$$

$$\alpha_{23}^{23} = \alpha_{23}^{(2)} + \alpha_{34}^{(3)}; \alpha_{24}^{23} = \alpha_{24}^{(2)} + \alpha_{35}^{(3)}; \alpha_{31}^{23} = \alpha_{31}^{(2)} + \alpha_{42}^{(3)}; \alpha_{32}^{23} = \alpha_{32}^{(2)} + \alpha_{43}^{(3)};$$

$$\alpha_{33}^{23} = \alpha_{33}^{(2)} + \alpha_{44}^{(3)} + \frac{1}{k_3}; \alpha_{34}^{23} = \alpha_{34}^{(2)} + \alpha_{45}^{(3)}; \alpha_{41}^{23} = \alpha_{41}^{(2)} + \alpha_{52}^{(3)}; \alpha_{42}^{23} = \alpha_{42}^{(2)} + \alpha_{53}^{(3)};$$

$$\alpha_{43}^{23} = \alpha_{43}^{(2)} + \alpha_{54}^{(3)}; \alpha_{44}^{23} = \alpha_{44}^{(2)} + \alpha_{55}^{(3)} + \frac{1}{k_4}.$$

Власні частоти системи визначаються з умови $\det \mathbf{A} = 0$.

Визначення розрахункових переміщень точок системи для $k = 3$ проводиться із залежностей:

- для оправки ($s = 1$)

$$\begin{cases} q_0^{(1)} = \alpha_{00}^{(1)} \cdot P_0 + \alpha_{02}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{02}^{(1)} \cdot M_0; \\ q_i^{(1)} = \alpha_{i0}^{(1)} \cdot P_0 + \alpha_{i2}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{i2}^{(1)} \cdot M_0 \end{cases} \quad (2.41)$$

- для шпинделя ($s = 2$)

$$\begin{cases} q_0^{(2)} = -\alpha_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{00}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{01}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{02}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{03}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{04}^{(2)} \cdot X_4; \\ q_i^{(2)} = -\alpha_{i0}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{i0}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{i1}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{i2}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{i3}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{i4}^{(2)} \cdot X_4 \end{cases} \quad (2.42)$$

- для корпусу ($s = 3$)

$$q_i^{(3)} = -\alpha_{i1}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{i2}^{(3)} \cdot X_2 - \alpha_{i3}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{i4}^{(3)} \cdot X_4. \quad (2.43)$$

Побудова форм коливань проводиться по тих же принципах, що і для $k = 1, 2$

Висновки по розділу 2

1. Декомпозиція складної механічної коливної системи «ШВ» з використанням методу динамічних податливостей дозволяє досліджувати динамічну поведінку всієї системи шляхом дослідження її підсистем. При цьому ступінь складності динамічної моделі визначається лише кількістю

рівнянь рівноваги, тобто кількістю зв'язків між підсистемами.

2. При умові представлення несучих елементів (заготовка/інструмент, шпиндель, корпус) у вигляді ступінчастих стрижнів, з'являється можливість проведення динамічного аналізу системи із використанням методу перехідних матриць (методу початкових параметрів в матричній формі). Застосування цього методу дозволяє алгоритмізувати процедуру визначення гармонічних коефіцієнтів впливу підсистем, що підтверджується результатами розробки динамічних моделей ШВ різних комплектацій.

3. Створений алгоритм розрахунку основних динамічних характеристик ШВ дозволяє обчислювати частоти і форм власних коливань та динамічну податливість ШВ як механічних коливальних систем будь-якого ступеня складності.

РОЗДІЛ 3

ЗАКОНОМІРНОСТІ ФОРМУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ ШВ

3.1 Характеристика об'єкту дослідження

Досліджується шліфувальна головка ВСЗ 27-65.250 А, розрахункова та конструктивна схема якої наведена на рис. 3.1 [148]. Корпус головки виконано у вигляді гільзи діаметром 65 мм і довжиною 250 мм. Вал шпинделя змонтовано на дуплексованих радіально-упорних кулькових підшипниках типу 36104К, зібраних за схемою “тандем-Х”. Попередній осьовий натяг підшипників створюється підпружиненою втулкою, встановленою в задній опорі. Загальне зусилля натягу становить – $2Q_0 = 280 \text{ Н}$.

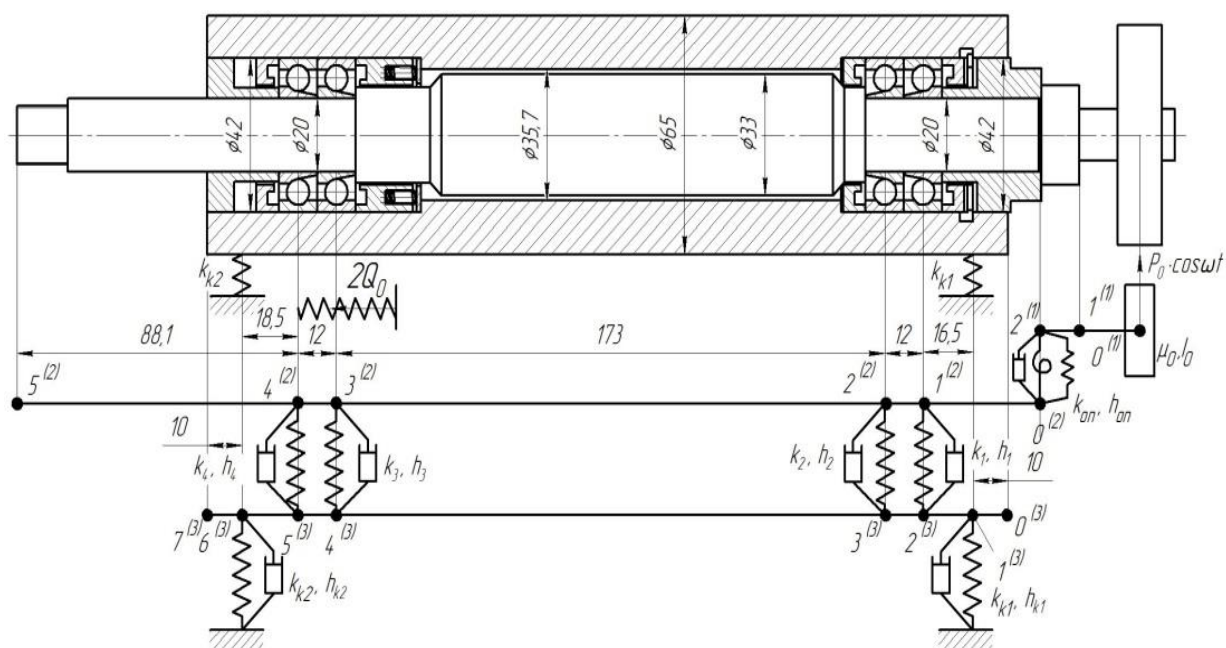


Рис. 3.1 Конструктивна і розрахункова схеми системи «шпиндельний вузол»

Досліджуються такі комплектації системи ШВ:

- 1) шпиндель на опорах $k = 0$;
- 2) шпиндель на опорах з приєднаною оправкою $k = 1$;

- 3) шпиндель в гільзовому корпусі $k = 2$;
- 4) повна комплектація ШВ – шпиндель в гільзовому корпусі з приєднаною оправкою $k = 3$.

3.2 Особливості формування динамічних характеристик системи ШВ

Розрахунок масиву частот власних коливань для всіх варіантів комплектації $k = 0, 1, 2, 3$, що вказані в табл. 2.1, проводився з врахуванням явища зміни жорсткості підшипників опор шпинделя при зміні його частоти обертання n ([72, 74], рис. 3.2) та змінної жорсткості k_{k1} і k_{k2} опор гільзи. Зміна жорсткості закріплення гільзи може бути викликана різницею в умовах кріплення корпусу ШВ на станині верстату. Результати даного розрахунку наведені на рис. 3.3 – для частоти обертання шпинделя в діапазоні $n = 0 \div 24000$ об/хв і жорсткості опор гільзового корпусу $k_{k1} = k_{k2} = 200$ Н/мкм; на Рис. 3.4 – для умов закріплення гільзового корпусу $k_{k1} = k_{k2} = 50 \div 1000$ Н/мкм при нерухомому шпинделі, тобто $n = 0$ об/хв.

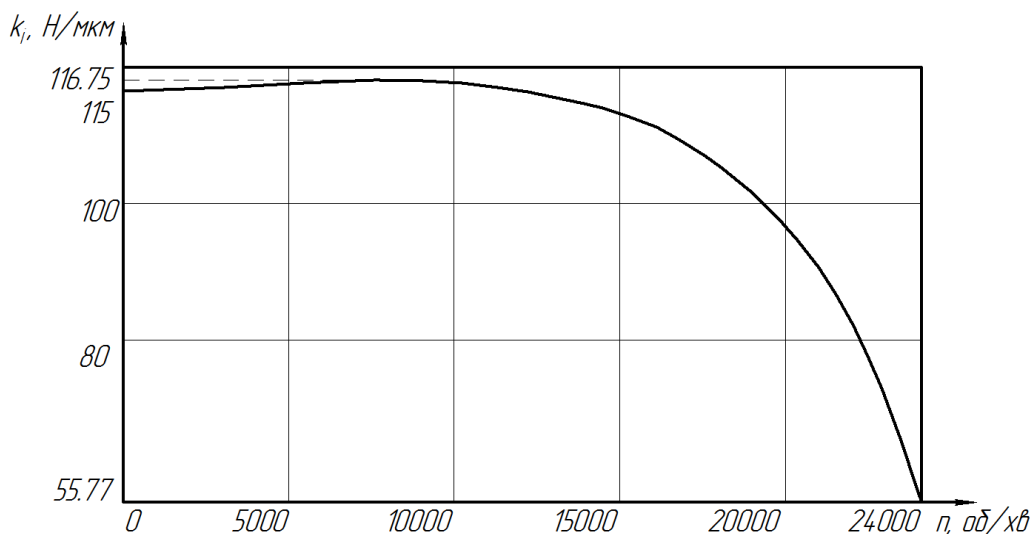


Рис. 3.2. Зміна радіальної жорсткості підшипника 36104К від частоти обертання шпинделя

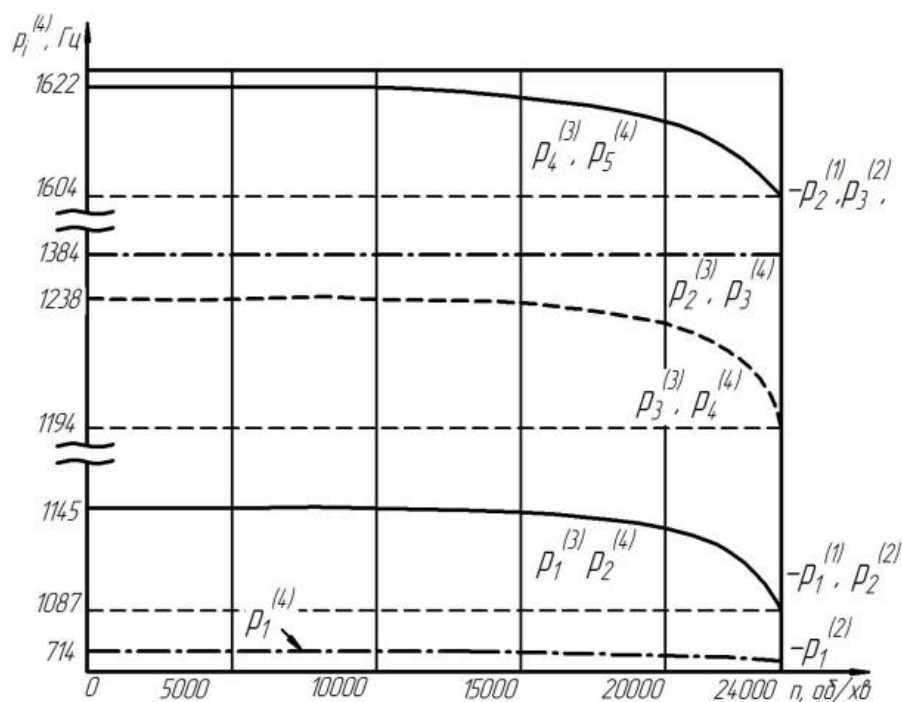


Рис. 3.3 Графіки зміни значень частот власних коливань $p_i^{(k)}$ комплектацій $k = 0, 1, 2, 3$ ШВ при зміні частоти обертання вала для схем: $k = 0$ - шпиндель на опорах; $k = 1$ - шпиндель на опорах з приєднаною оправкою; $k = 2$ - шпиндель змонтований у гільзовому корпусі; $k = 3$ - система ШВ.

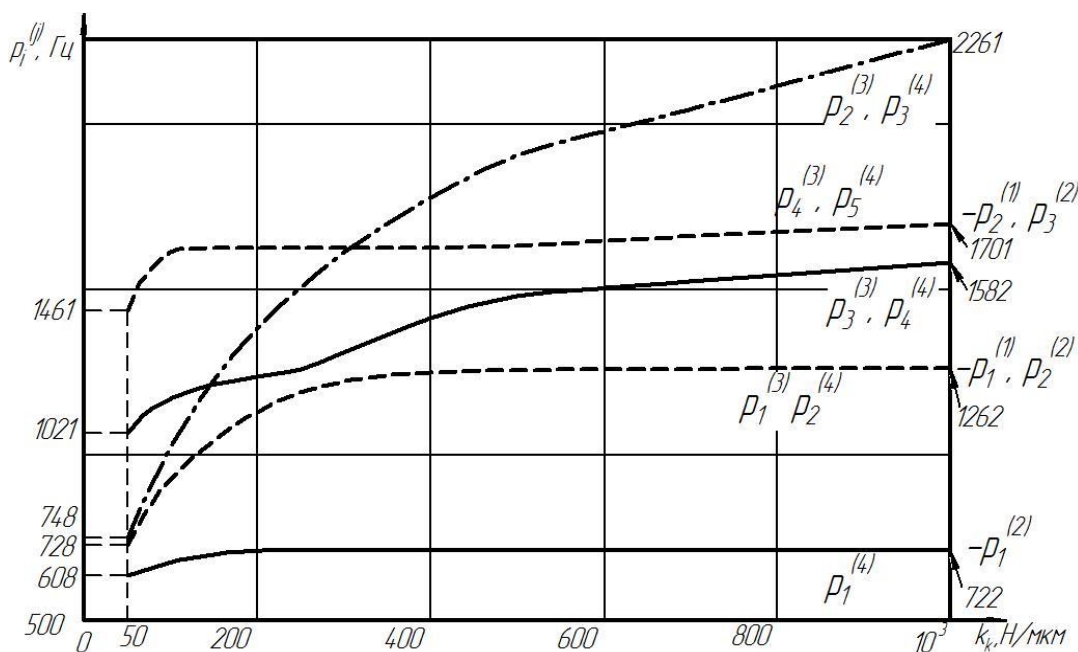


Рис. 3.4 Графіки зміни значень частот власних коливань $p_i^{(k)}$ комплектацій ШВ при зміні жорсткості опор гільзового корпусу для схем: $k = 0$ - шпиндель на опорах; $k = 1$ - шпиндель на опорах з приєднаною оправкою; $k = 2$ - шпиндель змонтований у гільзовому корпусі; $k = 3$ - система ШВ.

Отримані результати для чотирьох варіантів комплектації системи свідчать:

1. Система «шпиндель на опорах» (перший варіант $k = 0$, Табл. 2.1):

$P_1^{(1)}$ - перша власна частота системи в статиці складає 1280 Гц і при збільшенні частоти обертання шпинделя до 24000 об/хв падає до 1226 Гц (на 54 Гц);

$P_2^{(1)}$ - друга власна частота системи в статиці складає 1849 Гц і при збільшенні частоти обертання шпинделя до 24000 об/хв падає до 1521 Гц (на 328 Гц);

$P_3^{(1)}$ - третя власна частота системи в статиці складає 4078 Гц і при збільшенні частоти обертання шпинделя до 24000 об/хв падає до 3000 Гц (на 1078 Гц).

2. Система «шпиндель на опорах з приєднаною оправкою» ($k = 1$):

$P_1^{(2)}$ - перша власна частота системи в статиці складає 724 Гц і при збільшенні частоти обертання шпинделя до 24000 об/хв падає до 714 Гц, тобто зміна незначна. Виникнення цієї частоти безпосередньо пов'язане з приєднанням оправки. При цьому власна частота пружно-закріпленої оправки в статиці складає 756 Гц (перехідна матриця для цього випадку визначається рівнянням

$$\mathbf{\Pi}^{(1)} = \prod_{i=2}^0 \mathbf{\Pi}_i^{(1)} = \mathbf{R}_2^{(1)} \cdot \mathbf{U}_2^{(1)} \cdot \mathbf{U}_1^{(1)} \cdot \mathbf{G}_0^{(1)}, \text{ де } \mathbf{R}_2^{(1)} - \text{матриця пружно-лінійної опори з}$$

радіальною жорсткістю k_{on}^r і поворотною жорсткістю k_{on}^n);

$P_2^{(2)}$ - друга власна частота системи. Відповідає першій власній частоті системи «шпиндель на опорах» $P_1^{(1)}$;

$P_3^{(2)}$ - третя власна частота системи. Відповідає другій власній частоті системи «шпиндель на опорах» $P_2^{(1)}$.

3. Система «гільзовий корпус на опорах з приєднаним шпинделем» ($k = 2$):

$P_1^{(3)}$ - перша власна частота системи. При збільшенні жорсткості опор гільзового корпусу k_{k1} і k_{k2} , значення частоти наближається до значення першої власної частоти системи «шпиндель на опорах» $P_1^{(1)}$;

$P_2^{(3)}$ - друга власна частота системи. Відповідає першій власній частоті парціальної підсистеми «гільзовий корпус на опорах». При збільшенні частоти обертання шпинделя своє значення не змінює;

$P_3^{(3)}$ - третя власна частота системи. З'являється тільки при наявності в системі гільзового корпусу на опорах;

$P_4^{(3)}$ - четверта власна частота системи. Відповідає другій власній частоті системи «шпиндель на опорах» $P_2^{(1)}$.

4. Система «шпиндельний вузол» ($k = 3$):

$P_1^{(4)}$ - перша власна частота системи. Відповідає першій власній частоті системи «шпиндель на опорах з приєднаною оправкою» $P_1^{(2)}$. При збільшенні жорсткості опор гільзового корпусу збільшується від 608 Гц до 722 Гц (на 114 Гц);

$P_2^{(4)}$ - друга власна частота системи. Відповідає першій власній частоті системи «гільзовий корпус на опорах з приєднаним шпинделем» $P_1^{(3)}$;

$P_3^{(4)}$ - третя власна частота системи. Відповідає другій власній частоті системи «гільзовий корпус на опорах з приєднаним шпинделем» $P_2^{(3)}$;

$P_4^{(4)}$ - четверта власна частота системи. Відповідає третій власній частоті системи «гільзовий корпус на опорах з приєднаним шпинделем» $P_3^{(3)}$;

$P_5^{(4)}$ - п'ята власна частота системи. Відповідає четвертій власній частоті системи «гільзовий корпус на опорах з приєднаним шпинделем» $P_4^{(3)}$.

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- а) при зростанні частоти обертання шпинделя від 0 до 24000 *об/хв* при інших сталих факторах, відбувається значне падіння власних частот системи на 54-328 Гц, отже, врахування цього фактору є необхідним при проектуванні ШВ, оскільки дозволяє правильно вибирати тип та умови монтажу підшипників, для роботи ШВ на високих частотах обертання без суттєвого зниження власних частот системи;
- б) при збільшенні жорсткості опор гільзового корпусу від 50 до 1000 *Н/мм* при сталій частоті обертання шпинделя, відбувається зростання власних частот системи на 114-534 Гц, що впливає умов монтажу ШВ на станині верстату на .
- в) кожен варіант комплектації системи має свій масив власних частот, причому в ньому присутній як набір власних частот окремих парціальних підсистем, так і комбінованих частот, які не характеризують якусь конкретну підсистему, а виникають тільки для конкретного варіанту комплектації і є унікальними саме для нього.

3.3 Моделювання форм власних коливань системи ШВ та її підсистем

При розрахунках форм коливань системи ШВ прийнято такі параметри системи [15, 105, 107]: жорсткість і коефіцієнт демпфування підшипників шпинделя $k_i = 115 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ і $h_i = 2 \cdot 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{с)/м}$, $i = 1, 2, 3, 4$ відповідно; жорсткість і коефіцієнт демпфування опор гільзового корпусу $k_{ki} = 780 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ і $h_{ki} = 0,5 \cdot 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{с)/м}$, $i = 1, 2$ відповідно; параметри з'єднання оправки з шпинделем: радіальна жорсткість $k_{on}^r = 17,75 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, кутова жорсткість $k_{on}^n = 5,37 \cdot 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{м)/рад}$, радіальна і кутова складові демпфування $h_{on}^r = 4,67 \times 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{с)/м}$ і $h_{on}^n = 1,35 \times 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м)/рад}$ відповідно; масово-інерційні характеристики зосередженого вантажу:

момент інерції диску, закріпленого на оправці визначається за залежністю:

$$I_0 = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (0.06^4 - 0.014^4)}{64} = 6.34 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$$

маса вантажу за залежністю:

$$\mu_0 = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot l \cdot \rho = \left(\frac{\pi \cdot 0.06^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0.014^2}{4} \right) \cdot 0.007 \cdot 7800 = 0,146 \text{ кг}$$

де: D і d - відповідно зовнішній та внутрішній діаметри диску;

l - товщина диску;

ρ - густина (для даного випадку сталь, $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$).

Розрахункова схема системи ШВ при моделюванні форм коливань на власних частотах наведена на Рис. 3.3.

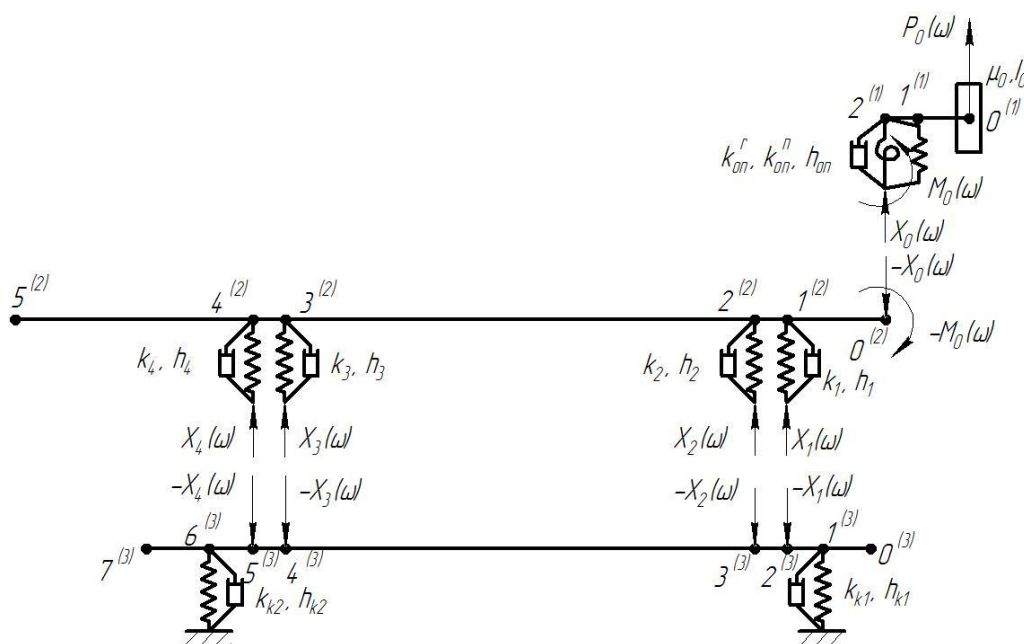
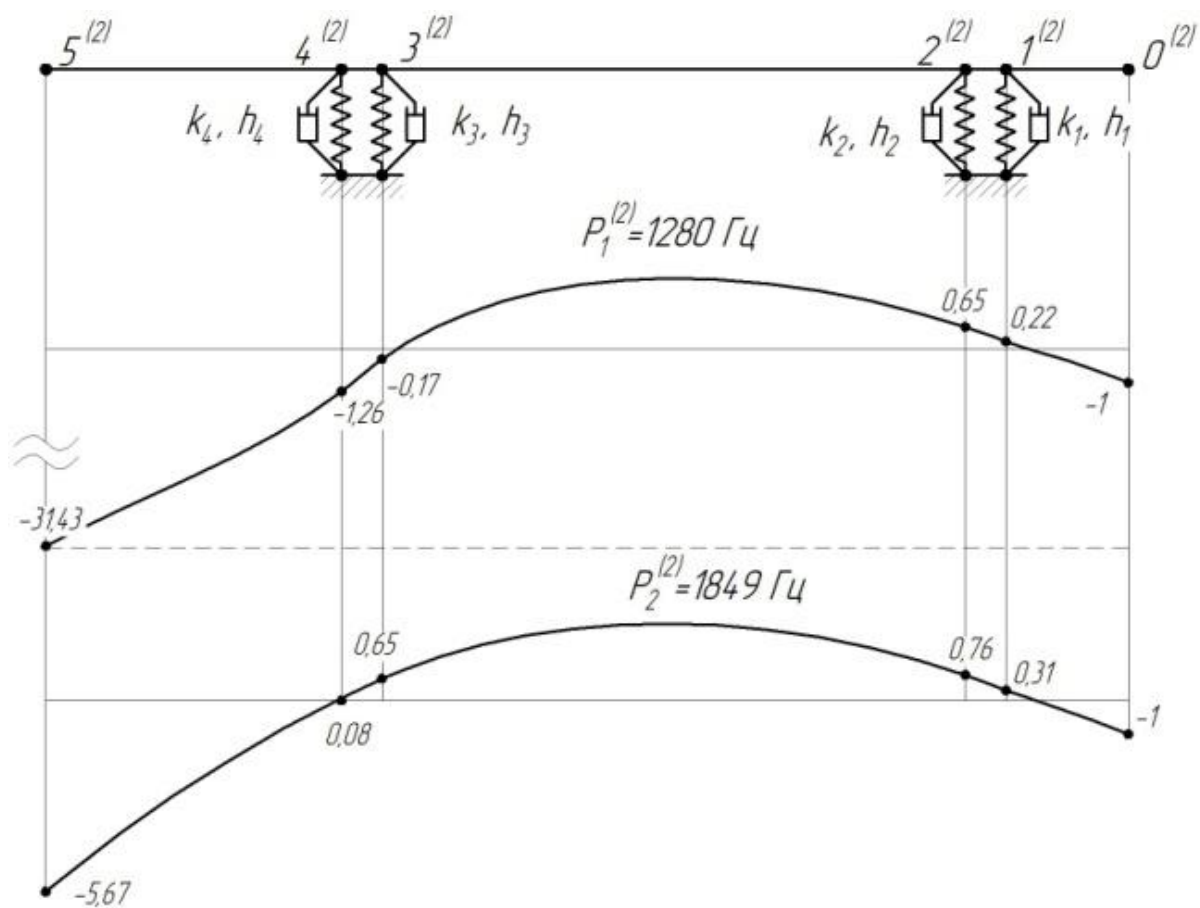


Рис. 3.5 Розрахункова схема механічної коливної системи «шпиндельний вузол»

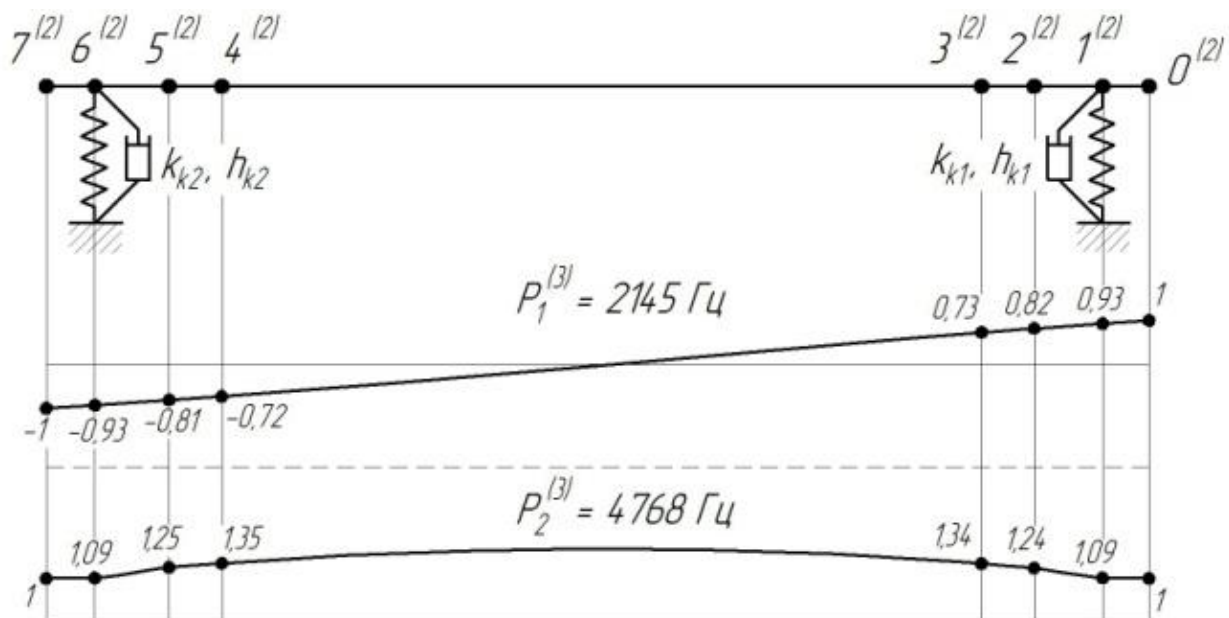
Система рівнянь сумісності деформацій в точках розмикання підсистем має вигляд, наведений у табл. 2.1, для $k = 3$.

Визначення переміщення характерних точок підсистем відбувається використовуючи рівняння, наведені у Таблиці 2.1 для $k = 3$. Результати розрахунку наведено на рис. 3.5, а і 3.5, б, де представлено форми коливань на власних частотах для шпинделя на опорах (базова конструкція, $k = 0$, табл. 2.1) і гільзового корпусу, пружно закріпленого на станині верстату. На рис. 3.5, в – форми коливань підсистем шпиндельного вузла загалом (комплектція $k = 3$, табл. 2.1).

Результати розрахунку [79, 81] свідчать про те, що сукупність частот власних коливань ШВ як складної механічної системи складається з власних частот підсистем та частот, зумовлених пружним з'єднанням цих підсистем (комбінованих частот). Так, перша власна частота ШВ $P_1 = 735 \text{ Гц}$ зумовлена приєднанням до шпинделя оправки. Друга власна частота ШВ $P_2 = 1271 \text{ Гц}$ відповідає першій власній частоті шпинделя на опорах. Третя власна частота ШВ $P_3 = 1593 \text{ Гц}$ зумовлена приєднанням шпинделя до корпусу, закріпленого на станині верстату. Четверта власна частота ШВ $P_4 = 2147 \text{ Гц}$ відповідає першій власній частоті цього корпусу. При цьому необхідно зауважити, що на першій формі найбільший рівень коливань має оправка, але її коливання не мають суттєвого впливу на коливання шпинделя і корпусу. На другій і третій формі коливань суттєве зростання коливань як шпинделя, так і корпусу. На четвертій формі рівень коливань парціальних підсистем, яка відповідає першій власній частоті коливань гільзового корпусу можна спостерігати значне зростання рівня коливань у передній опорі.



a)



б)

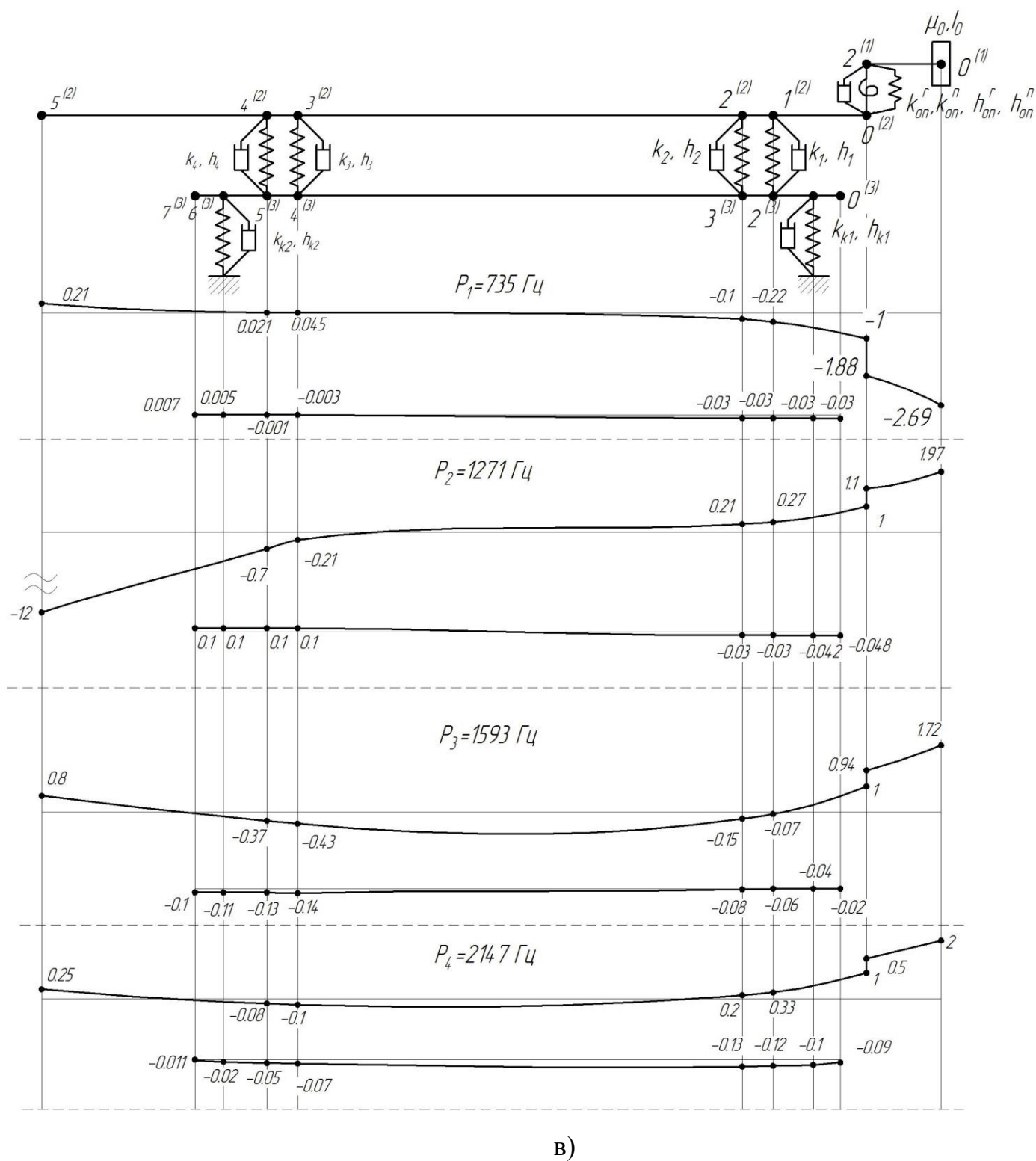


Рис. 3.5. Форми коливань шпинделя на опорах (а), корпуса на опорах (б) та парціальних підсистем шпиндельного вузла загалом (б): 1 – оправки ($s=1$); 2 – шпинделя ($s=2$); в) 3 – корпуса ($s=3$)

Таким чином можна зробити висновок, що при високій жорсткості закріплення корпусу, найбільший вплив на формування коливань ШВ як складної механічної системи має шпиндель та оправка, та пружні характеристики його з'єднання з іншими парціальними підсистемами.

Додаткові дослідження показали, що при зменшенні жорсткості закріплення корпусу, його вплив на формування коливань ШВ поступово зростає, що в подальшому було використано при створенні експериментального стенда з підвищеною чутливістю до дії низькочастотних коливань.

3.4 Експериментальне визначення власних частот системи шпиндельний вузол

Вимірювальний комплекс складається з п'єзоакселерометра моделі PCB-353B15, сигнал з якого через підсилювач PCB-480E09 передається на аналого-цифровий перетворювач National Instruments NI USB-9215, а потім - на персональний комп'ютер. Запис, обробка та збереження сигналу здійснювались у програмному середовищі Matlab.

Для перевірки отриманих результатів моделювання динамічних характеристик було проведено експериментальне вимірювання частот власних коливань внутрішньо-шліфувальної головки, закріпленої в призмах на столі вертикально-фрезерного верстату (рис. 3.7). Результати експерименту показали достатню відповідність розрахункових і експериментальних значень (рис. 3.8 а). Частоти 488 Гц і 892 Гц, відсутні в результатах розрахунку, відповідають системі кріплення гільзового корпусу у призмі на столі верстату, масово-інерційні характеристики якої в розрахунковій моделі не враховувались [78]. Власні частоти призми подані на рис. 3.8 б.

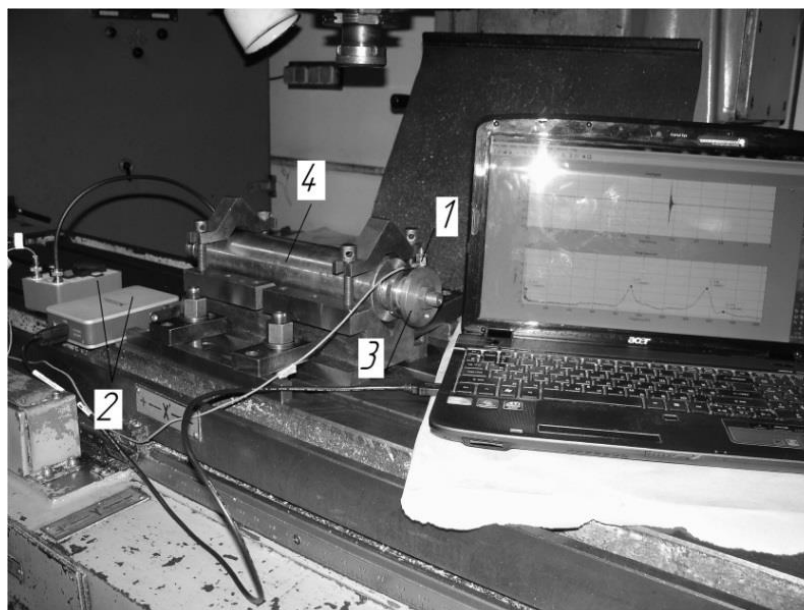
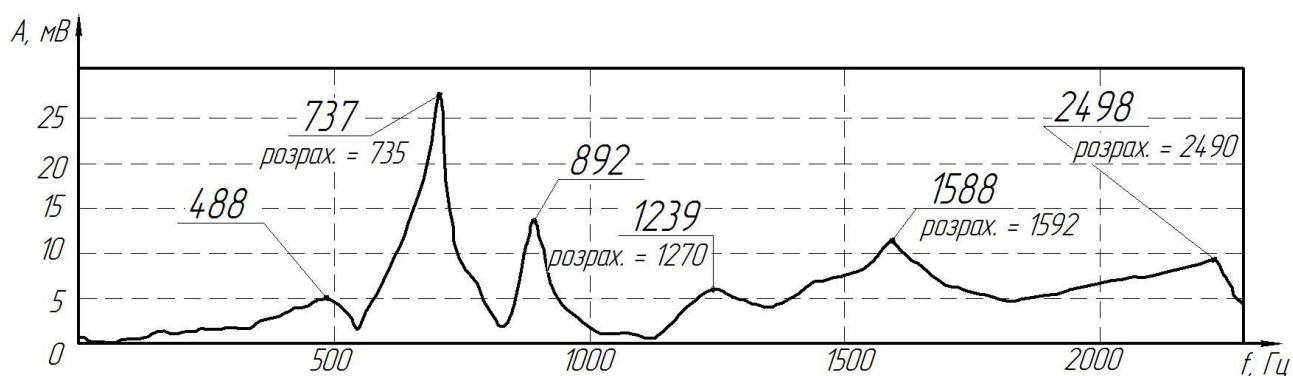
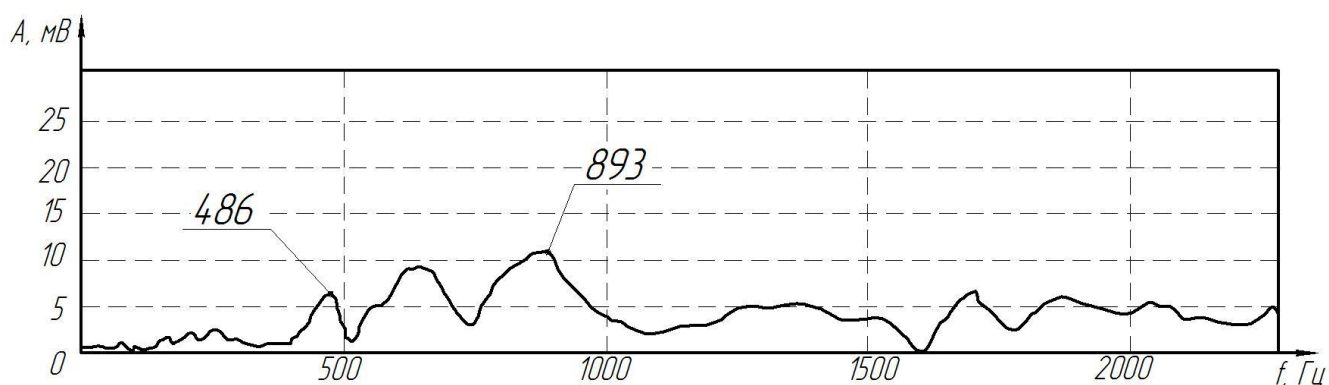


Рис. 3.7. Схема вимірювання і закріплення внутрішньо-шліфувальної головки на столі верстату: 1 – датчик; 2 – підсилювач і аналого-цифровий перетворювач; 3 – оправка; 4 – внутрішньо-шліфувальна головка



а)



б)

Рис. 3.8. Спектри власних частот: а) внутрішньо-шліфувальної головки, закріпленої на столі вертикально-фрезерного верстату; б) призми

Результати експерименту підтверджують адекватність математичної моделі системи ШВ, а також правильність розрахунку пружно-дисипативних та масово-інерційних параметрів системи.

Висновки по розділу 3

За результатами моделювання частот і форм власних коливань систем «ШВ» різних комплектацій встановлено що:

1. Сукупність частот власних коливань системи «ШВ» складається з власних частот підсистем та частот, зумовлених пружним з'єднанням цих підсистем.
2. Рівень коливань на першій власній частоті визначається підсистемою інструмента/заготовки, а рівень коливань на інших власних частотах – шпинделем, та пружними характеристиками його з'єднання з іншими підсистемами (інструмента/заготовки та корпуса ШВ).
3. При високій жорсткості закріплення корпуса на станині верстату, найбільший вплив на формування коливань ШВ має шпиндель, та пружні характеристики його з'єднання з іншими підсистемами. Із зменшенням жорсткості закріплення корпуса, його вплив на формування коливань ШВ поступово зростає. В подальшому це було використано при створенні експериментального стенда з підвищеною чутливістю до дії низькочастотних коливань.
4. Проведений порівняльний аналіз розрахункових та експериментальних результатів, засвідчив високий рівень кореляції даних, що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ НА ДОСЛІДНОМУ СТЕНДІ

4.1 Розрахунок динамічних характеристик дослідного станду з закріпленням шпиндельним вузлом

4.1.1 Конструкція дослідного станду

Експериментальний станд, являє собою раму 1, пружно закріплену на масивній основі 2, з можливістю кутового повороту в вертикальній площині (рис. 4.1). На рамі 1 у опорах призматичного типу закріплено шліфувальну головку 3 з оправкою 4. Кутова жорсткість рами регулюється за рахунок зміни жорсткості пружини розтягу 5, замість якої може встановлюватись жорсткий стержень. Шпиндельний вузол приводиться в рух через плоско-пасову передачу від асинхронного двигуна 6 моделі Leroy Somer LS71, з номінальною частотою обертання 1500 об/хв. На вхід двигуна під'єднано частотний перетворювач 7 моделі ABB ACS350. Таким чином, зміною частоти струму, що подається на двигун в межах від 0 до 180 Гц було досягнуто плавного регулювання частоти обертання шпинделя в діапазоні $n = 0 \dots 5400$ об/хв.

Можливість регулювання кутової жорсткості рами дозволяє понизити власні частоти системи до рівня, на якому можлива робота даного дослідного станду в резонансній зоні. В результаті цього, на спектрі частот, який знімається з допомогою п'єзо-акселерометра, доволі чітко проявляються характерні частоти системи ШВ: власні частоти підсистем, підшипникові частоти, зумовлені їх геометричними та кінематичними параметрами, частоти, які відповідають дефектам збирання чи виготовлення складових елементів ШВ (дисбаланс, зношення кілець чи тіл кочення підшипників, перекіс кілець підшипників і т.д.).

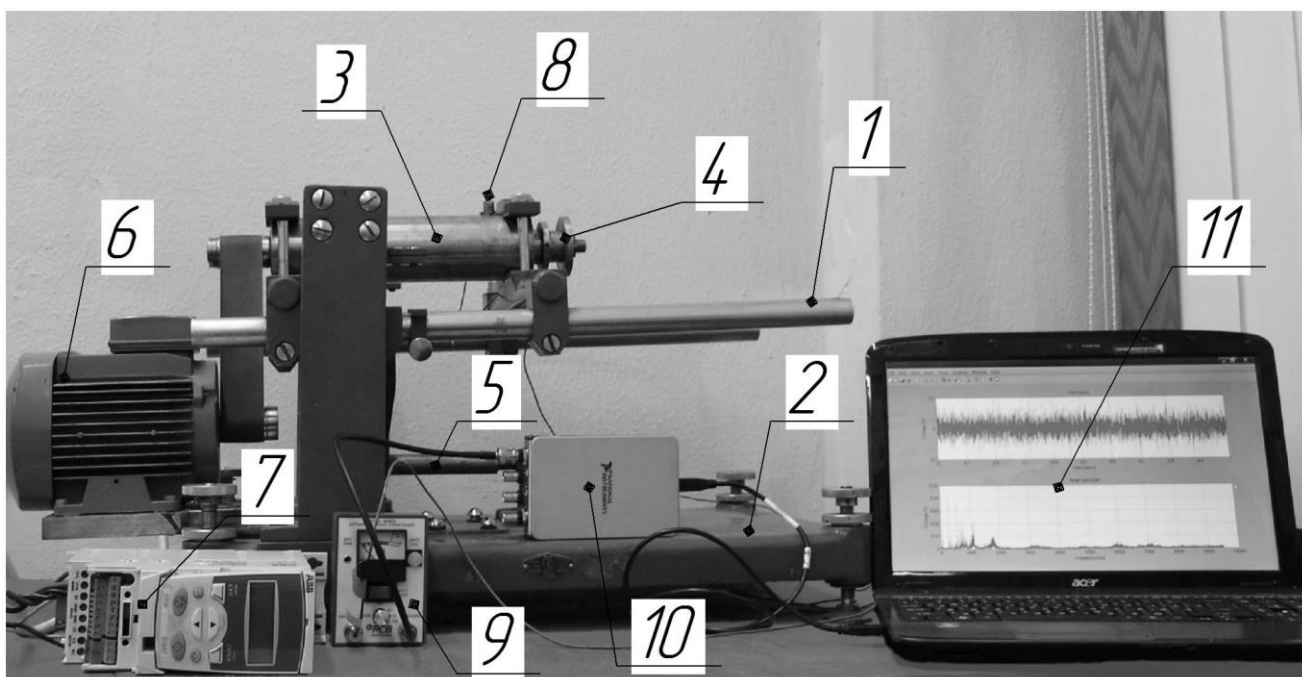


Рис. 4.1. Експериментальний стенд: 1 – рама; 2 – основа; 3 – шліфувальна головка; 4 – оправка; 5 – пружина розтягу/стержень; 6 – двигун; 7 – частотний перетворювач; 8 – датчик; 9 – підсилювач; 10 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 11 – ПК.

4.1.2 Розрахункова схема дослідного стенду

Розрахункові схеми парціальних підсистем стенду представлено на рис. 4.2. Перша підсистема (оправка, індекс $s = 1$) розглядається у вигляді стержня, що складається з двох ділянок з розподіленою масою. На передньому кінці оправки (перетин $0^{(1)}$) розміщена зосереджена маса μ_0 . В перетині $2^{(1)}$ оправка з'єднана з шпинделем, що враховується пружним зв'язком з радіальною k_{on}^r і поворотною k_{on}^n жорсткостями, а також демпфуванням h_{on} з радіальною h_{on}^r і кутовою h_{on}^n складовими.

Друга підсистема (шпиндель, індекс $s = 2$) розглядається у вигляді стержня, що складається з п'яти ділянок з розподіленою масою. В перетині $0^{(2)}$ шпиндель з'єднаний з оправкою. В перетинах $1^{(2)}$, $2^{(2)}$, $3^{(2)}$ і $4^{(2)}$ розміщені

підшипники опор, що враховується пружними зв'язками з жорсткостями k_1, k_2, k_3, k_4 і демпфуванням h_1, h_2, h_3, h_4 відповідно. В перетині 1⁽²⁾ прикладається одиничне гармонічне навантаження $P_1^{(2)}(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$.

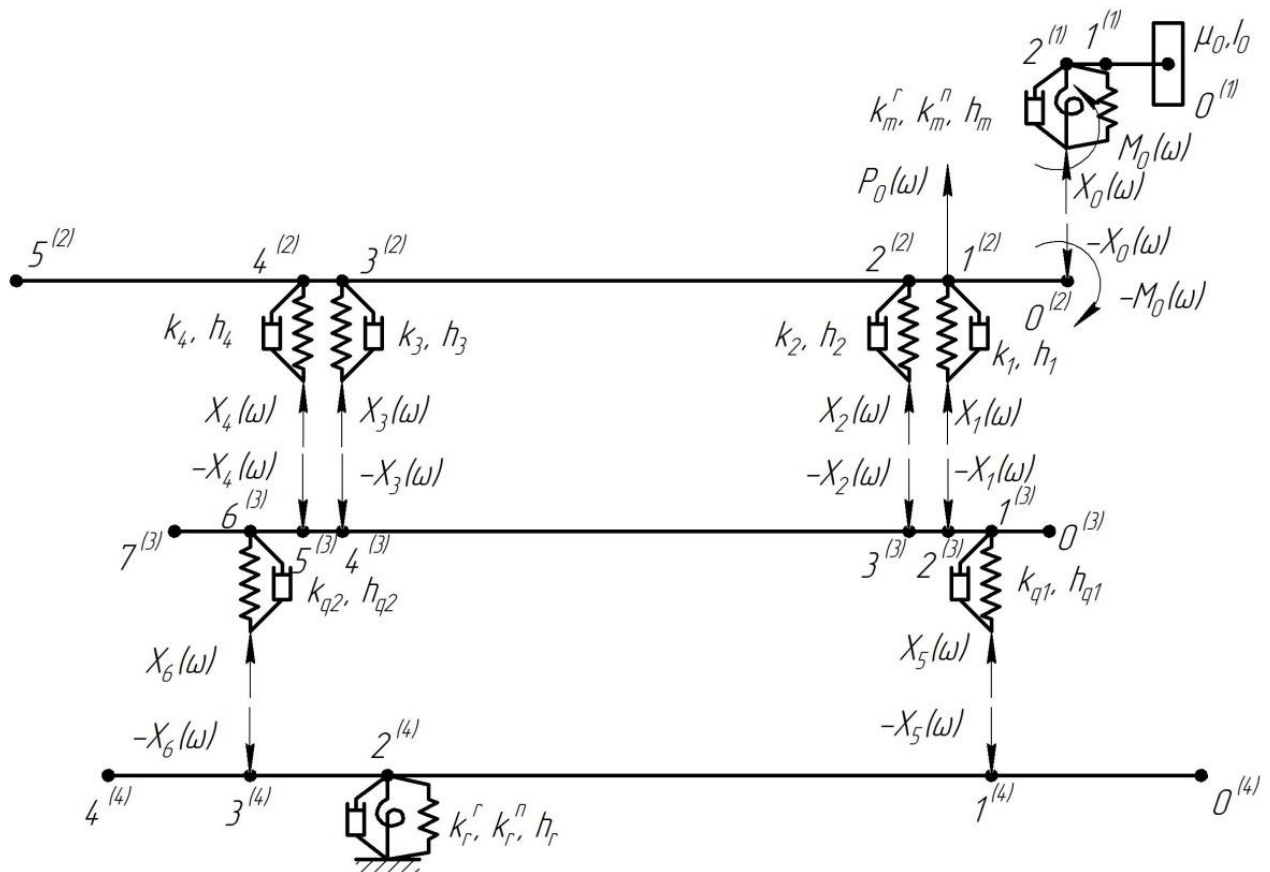


Рис. 4.2. Розрахункові схеми підсистем станку: оправки ($s = 1$); шпинделя ($s = 2$); кріплення шліфувальної головки ($s = 3$); рами ($s = 4$)

Третя підсистема (гільзовий корпус ШВ, індекс $s = 3$) розглядається у вигляді порожнистого стержня (гільзи), що складається з семи ділянок з розподіленою масою. В перетинах 2⁽³⁾, 3⁽³⁾, 4⁽³⁾ і 5⁽³⁾ корпус з'єднаний з шпинделем. В перетинах 1⁽³⁾ і 6⁽³⁾ корпус приєднаний до рами, що в моделі враховується пружними зв'язками з жорсткостями $k_{к1}, k_{к2}$ і демпфуванням $h_{к1}, h_{к2}$.

Четверта підсистема (пружно закріплена на основі рама, індекс $s = 4$) розглядається у вигляді еквівалентного стержня, що складається з чотирьох

ділянок з розподіленою масою. В перетинах $1^{(4)}$ і $3^{(4)}$ вона з'єднана з гільзовим корпусом ШВ. В перетині $2^{(4)}$ розміщена пружно-поворотна опора з радіальною k_p^r і кутовою k_p^n жорсткостями і демпфуванням h_p .

Рівняння рівноваги в точках розмикання підсистем (рис. 4.2) будуть такими:

- для підсистем оправки($s = 1$) і шпинделя($s = 2$):

$$\begin{cases} \alpha_{00}^{12} \cdot X_0 + \gamma_{00}^{12} \cdot M_0 - \alpha_{01}^{(2)} \cdot X_1 - \alpha_{02}^{(2)} \cdot X_2 - \alpha_{03}^{(2)} \cdot X_3 - \alpha_{04}^{(2)} \cdot X_4 = \alpha_{0P}^{(2)} \\ \beta_{00}^{12} \cdot X_0 + \varphi_{00}^{12} \cdot M_0 - \beta_{01}^{(2)} \cdot X_1 - \beta_{02}^{(2)} \cdot X_2 - \beta_{03}^{(2)} \cdot X_3 - \beta_{04}^{(2)} \cdot X_4 = \beta_{0P}^{(2)} \end{cases} \quad (4.1)$$

- для підсистем шпинделя($s = 2$) і гільзового корпусу($s = 3$):

$$\begin{cases} -\alpha_{10}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{10}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{11}^{23} \cdot X_1 + \alpha_{12}^{23} \cdot X_2 + \alpha_{13}^{23} \cdot X_3 + \alpha_{14}^{23} \cdot X_4 - \\ -\alpha_{21}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{26}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{1P}^{(2)} \\ -\alpha_{20}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{20}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{21}^{23} \cdot X_1 + \alpha_{22}^{23} \cdot X_2 + \alpha_{23}^{23} \cdot X_3 + \alpha_{24}^{23} \cdot X_4 - \\ -\alpha_{31}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{36}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{2P}^{(2)} \\ -\alpha_{30}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{30}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{31}^{23} \cdot X_1 + \alpha_{32}^{23} \cdot X_2 + \alpha_{33}^{23} \cdot X_3 + \alpha_{34}^{23} \cdot X_4 - \\ -\alpha_{41}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{46}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{3P}^{(2)} \\ -\alpha_{40}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{40}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{41}^{23} \cdot X_1 + \alpha_{42}^{23} \cdot X_2 + \alpha_{43}^{23} \cdot X_3 + \alpha_{44}^{23} \cdot X_4 - \\ -\alpha_{51}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{56}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{4P}^{(2)} \end{cases} \quad (4.2)$$

- для підсистем гільзового корпусу($s = 3$) і рами($s = 4$):

$$\begin{cases} -\alpha_{12}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{13}^{(3)} \cdot X_2 - \alpha_{14}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{15}^{(3)} \cdot X_4 + \alpha_{11}^{34} \cdot X_5 + \alpha_{16}^{34} \cdot X_6 = 0 \\ -\alpha_{62}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{63}^{(3)} \cdot X_2 - \alpha_{64}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{65}^{(3)} \cdot X_4 + \alpha_{61}^{34} \cdot X_5 + \alpha_{66}^{34} \cdot X_6 = 0 \end{cases} \quad (4.3)$$

або в матричному вигляді ця система рівнянь записується:

$$[\mathbf{A}] \cdot [\mathbf{F}] = [\Delta \mathbf{P}], \quad (4.4)$$

де X_i , M_i – амплітуди гармонічних реакцій відкинутих зв'язків;

$\alpha_{ij}^{(s)}$, $\beta_{ij}^{(s)}$, $\gamma_{ij}^{(s)}$, $\varphi_{ij}^{(s)}$ – гармонічні коефіцієнти впливу в точках розмикання системи на підсистеми s ($s = 1, 2, 3, 4$);

$\alpha_{iP}^{(2)}$ и $\beta_{iP}^{(2)}$ – узагальнені амплітуди переміщень (лінійні і кутові) від дії гармонічного навантаження $P_1^{(2)} = P_1 \cdot \sin \omega t$, $\alpha_{iP}^{(2)} = \alpha_{i1}^{(2)} \cdot P_1^{(2)}$,

$$\beta_{0P}^{(2)} = \beta_{01}^{(2)} \cdot P_1^{(2)}, \quad i = 0, 1, 2, 3, 4;$$

\mathbf{F} – вектор амплітуд гармонічних реакцій відкинутих зв'язків,

$$\mathbf{F} = (X_0, M_0, X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6)^T;$$

$\Delta \mathbf{P}$ – матриця узагальнених амплітуд переміщень,

$$\Delta \mathbf{P} = (\alpha_{0P}^{(2)}, \beta_{0P}^{(2)}, -\alpha_{1P}^{(2)}, -\alpha_{2P}^{(2)}, -\alpha_{3P}^{(2)}, -\alpha_{4P}^{(2)}, 0, 0)^T;$$

\mathbf{A} – матриця динамічної податливості системи:

$$\mathbf{A}(\omega) = \begin{pmatrix} \alpha_{00}^{12} & \gamma_{00}^{12} & -\alpha_{01}^{(2)} & -\alpha_{02}^{(2)} & -\alpha_{03}^{(2)} & -\alpha_{04}^{(2)} & 0 & 0 \\ \beta_{00}^{12} & \varphi_{00}^{12} & -\beta_{01}^{(2)} & -\beta_{02}^{(2)} & -\beta_{03}^{(2)} & -\beta_{04}^{(2)} & 0 & 0 \\ -\alpha_{10}^{(2)} & -\gamma_{10}^{(2)} & \alpha_{11}^{23} & \alpha_{12}^{23} & \alpha_{13}^{23} & \alpha_{14}^{23} & -\alpha_{21}^{(3)} & -\alpha_{26}^{(3)} \\ -\alpha_{20}^{(2)} & -\gamma_{20}^{(2)} & \alpha_{21}^{23} & \alpha_{22}^{23} & \alpha_{23}^{23} & \alpha_{24}^{23} & -\alpha_{31}^{(3)} & -\alpha_{36}^{(3)} \\ -\alpha_{30}^{(2)} & -\gamma_{30}^{(2)} & \alpha_{31}^{23} & \alpha_{32}^{23} & \alpha_{33}^{23} & \alpha_{34}^{23} & -\alpha_{41}^{(3)} & -\alpha_{46}^{(3)} \\ -\alpha_{40}^{(2)} & -\gamma_{40}^{(2)} & \alpha_{41}^{23} & \alpha_{42}^{23} & \alpha_{43}^{23} & \alpha_{44}^{23} & -\alpha_{51}^{(3)} & -\alpha_{56}^{(3)} \\ 0 & 0 & -\alpha_{12}^{(3)} & -\alpha_{13}^{(3)} & -\alpha_{14}^{(3)} & -\alpha_{15}^{(3)} & \alpha_{11}^{34} & \alpha_{16}^{34} \\ 0 & 0 & -\alpha_{62}^{(3)} & -\alpha_{63}^{(3)} & -\alpha_{64}^{(3)} & -\alpha_{65}^{(3)} & \alpha_{61}^{34} & \alpha_{66}^{34} \end{pmatrix}, \quad (4.5)$$

$$\text{де,} \quad \alpha_{00}^{12} = \alpha_{22}^{(1)} + \alpha_{00}^{(2)} + \frac{1}{k_{on,екв}^r}; \quad \beta_{00}^{12} = \beta_{22}^{(1)} + \beta_{00}^{(2)}; \quad \gamma_{00}^{12} = \gamma_{22}^{(1)} + \gamma_{00}^{(2)};$$

$$\varphi_{00}^{12} = \varphi_{22}^{(1)} + \varphi_{00}^{(2)} + \frac{1}{k_{on,екв}^n}; \quad \alpha_{11}^{23} = \alpha_{11}^{(2)} + \alpha_{22}^{(3)} + \frac{1}{k_{1,екв}}; \quad \alpha_{12}^{23} = \alpha_{12}^{(2)} + \alpha_{23}^{(3)};$$

$$\alpha_{13}^{23} = \alpha_{13}^{(2)} + \alpha_{24}^{(3)}; \quad \alpha_{14}^{23} = \alpha_{14}^{(2)} + \alpha_{25}^{(3)}; \quad \alpha_{21}^{23} = \alpha_{21}^{(2)} + \alpha_{32}^{(3)}; \quad \alpha_{22}^{23} = \alpha_{22}^{(2)} + \alpha_{33}^{(3)} + \frac{1}{k_{2,екв}};$$

$$\alpha_{23}^{23} = \alpha_{23}^{(2)} + \alpha_{34}^{(3)}; \quad \alpha_{24}^{23} = \alpha_{24}^{(2)} + \alpha_{35}^{(3)}; \quad \alpha_{31}^{23} = \alpha_{31}^{(2)} + \alpha_{42}^{(3)}; \quad \alpha_{32}^{23} = \alpha_{32}^{(2)} + \alpha_{43}^{(3)};$$

$$\alpha_{33}^{23} = \alpha_{33}^{(2)} + \alpha_{44}^{(3)} + \frac{1}{k_{3,екв}}; \quad \alpha_{34}^{23} = \alpha_{34}^{(2)} + \alpha_{45}^{(3)}; \quad \alpha_{41}^{23} = \alpha_{41}^{(2)} + \alpha_{52}^{(3)}; \quad \alpha_{42}^{23} = \alpha_{42}^{(2)} + \alpha_{53}^{(3)};$$

$$\alpha_{43}^{23} = \alpha_{43}^{(2)} + \alpha_{54}^{(3)}; \quad \alpha_{44}^{23} = \alpha_{44}^{(2)} + \alpha_{55}^{(3)} + \frac{1}{k_{4,екв}}; \quad \alpha_{11}^{34} = \alpha_{11}^{(3)} + \alpha_{11}^{(4)} + \frac{1}{k_{к1,екв}};$$

$$\alpha_{16}^{34} = \alpha_{16}^{(3)} + \alpha_{13}^{(4)}; \quad \alpha_{61}^{34} = \alpha_{61}^{(3)} + \alpha_{31}^{(4)}; \quad \alpha_{66}^{34} = \alpha_{66}^{(3)} + \alpha_{33}^{(4)} + \frac{1}{k_{к2,екв}};$$

$$k_{он,екв}^r = k_{он}^r + i \cdot h_{он}^r \cdot \omega, \quad k_{он,екв}^n = k_{он}^n + i \cdot h_{он}^n \cdot \omega; \quad k_{j,екв} = k_j + i \cdot h_j \cdot \omega, \quad j = 1, 2, 3, 4;$$

$$k_{кл,екв} = k_{кл} + i \cdot h_{кл} \cdot \omega, \quad l = 1, 2.$$

4.1.3 Визначення пружних характеристик з'єднань

Для досліджуваної системи пружні характеристики потрібно визначити для таких опор/з'єднань:

- 1) стик підсистем оправка-вал шпинделя;
- 2) радіально-упорні підшипники типу 36104К шліфувальної головки;
- 3) з'єднання гільзовий корпус- рама (типу циліндр-призма);
- 4) пружні характеристики закріплення рами на стенді.

Розрахунок радіальної k_m^r і поворотної (кутової) k_m^n контактних жорсткостей стику оправка-вал шпинделя відбувається за залежностями [76,100,107]:

$$k_m^r = \frac{P}{\delta} = \frac{B}{2 \cdot \beta \cdot k \cdot (C_2 + \beta \cdot l_0 \cdot C_1)}, \quad H / мм; \quad (4.6)$$

$$k_m^n = \frac{P \cdot l_0}{\theta} = \frac{B \cdot l_0}{2 \cdot \beta^2 \cdot k \cdot (C_4 + 2 \cdot \beta \cdot l_0 \cdot C_3)}, \quad H \cdot мм / рад \quad (4.7)$$

де l_0 - відстань від кромки стику до перетину прикладання навантаження, мм;

k - коефіцієнт контактної податливості стику: для конічних хвостовиків

$k_{сер} = 0,25 \cdot 10^{-3}$, мм/МПа, для циліндричних - $k_{сер} = 1,7 \cdot 10^{-3}$, мм/МПа;

B - приведена ширина стику, $B = \frac{\pi \cdot D}{2}$, мм;

β - показник жорсткості стику, $\beta = \sqrt[4]{\frac{B}{4 \cdot E \cdot J \cdot k}}$, 1/мм;

D - діаметр хвостовика на початку стику, мм;

E - модуль пружності матеріалу, МПа;

J - момент інерції перетину хвостовика на початку стику, $J = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$, мм⁴;

C_1, C_2, C_3, C_4 - коефіцієнти (табл.4.1, 4.2), що визначаються довжиною стику (довжиною хвостовика l_1).

За результатами розрахунку жорсткості мають значення: $k_m^r = 2.66 \cdot 10^7$ Н/м, $k_m^n = 8.05 \cdot 10^3$ Н · м/рад.

Для підшипників типу 36104К при величині попереднього натягу $2Q_0 = 280$ Н значення радіальної жорсткості складає $k_i = 115$ Н / мкм, $i = 1, 2, 3, 4$ і обчислюється вона на основі теорії Герца щодо контакту двох тіл різної кривизни. Значення коефіцієнту жорсткості отримується після розрахунку контактних деформацій підшипника під дією радіального навантаження, які обчислюються згідно залежності [10, 22]:

$$\delta_k = \frac{2.79}{10^4} \cdot \left(\frac{2K}{\pi \mu} \right) \cdot \sqrt[3]{Q^2 \cdot \sum \rho} \text{ (мм)} \quad (4.8)$$

де: $\mu, \frac{2K}{\pi \mu}$ - коефіцієнти, що залежать від кута контакту підшипника.

Враховуючи спосіб закріплення гільзового корпусу на рамі стенду (опори призматичного типу) для розрахунку контактної жорсткості стику циліндр-призма також було використане рішення описане у [107] для випадку циліндричної поверхні. В результаті розрахунку значення радіальної жорсткості стику гільзовий корпус-призма рівне $k_{\kappa 1} = k_{\kappa 2} = 780 \text{ Н/мм}$.

Визначення значення приведеної кутової жорсткості закріплення рами на основі (рис. 4.2; $s = 4$) проводилось дослідним шляхом - вимірюванням зміщення кінця рами індикаторною головкою при навантажуванні трьома силами: для стержня $P_1 = 30 \text{ Н}$, $P_2 = 50 \text{ Н}$, $P_3 = 70 \text{ Н}$; для пружини $P_1 = 10 \text{ Н}$, $P_2 = 15 \text{ Н}$, $P_3 = 20 \text{ Н}$. Загальне переміщення кінця рами описується залежністю:

$$\delta_{\Sigma} = \delta_r + \delta_n + \delta_y + \delta_{\Delta}, \quad (4.9)$$

де: δ_r - переміщення кінця рами в результаті радіальних деформацій опори/кріплення рами;

δ_n - переміщення кінця рами в результаті повороту рами у опори/кріпленні;

δ_y - переміщення кінця рами в результаті радіального прогину рами;

δ_{Δ} - переміщення кінця рами в результаті вибирання зазорів у з'єднаннях.

Обчислення кутової жорсткості проводилось по останніх двох значеннях, з метою виключення впливу на результат зазорів у з'єднаннях δ_{Δ} , таким чином після навантажування стенду першою силою відбувалось вибирання зазорів, а при довантажуванні системи – оцінка безпосередньо пружних характеристик кріплення рами. Обчислюючи складові δ_r (робота опори на розтяг), δ_y (консольна балка) деформацій за відомими законами опору матеріалів, ми можемо отримати δ_n , яка використовується для оцінки кутової жорсткості

кріплення рами. Деформації кінця рами відповідні прикладеним силам наведені на рис. 4.3.

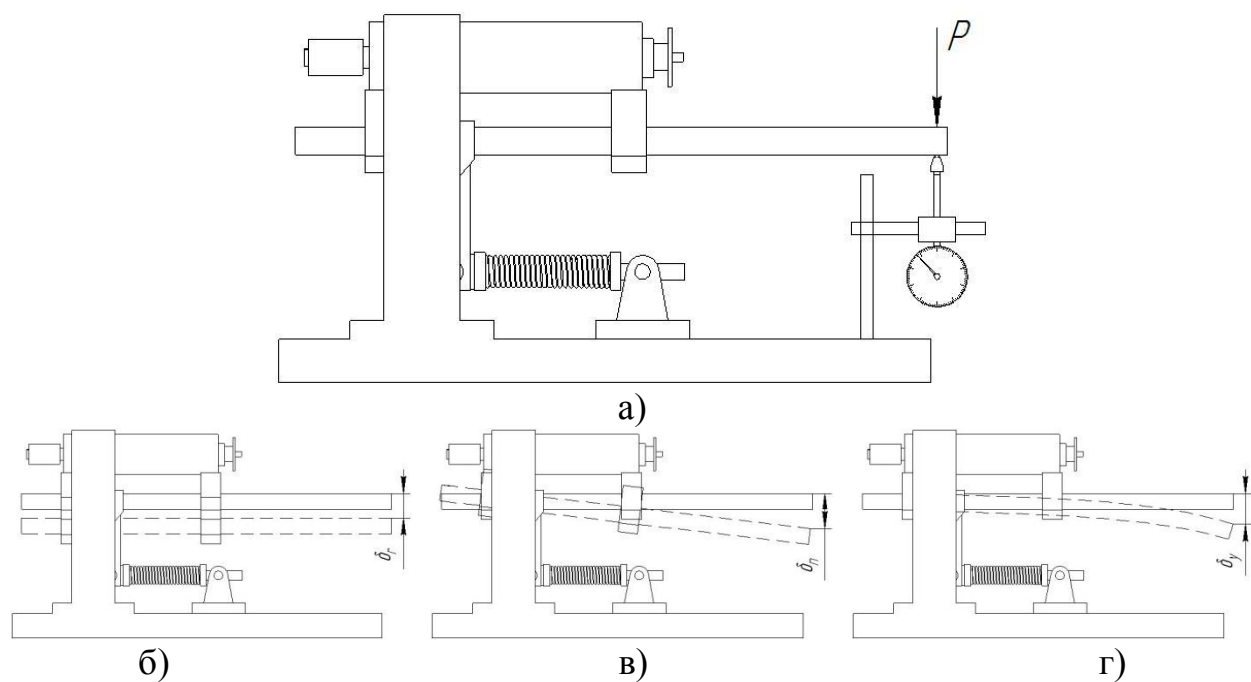


Рис. 4.3 Схема вимірювання приведеної кутової жорсткості закріплення рами (а) та компоненти зміщення кінця рами: б) δ_r - радіальна; в) δ_n - кутова; г) δ_y - від прогину рами

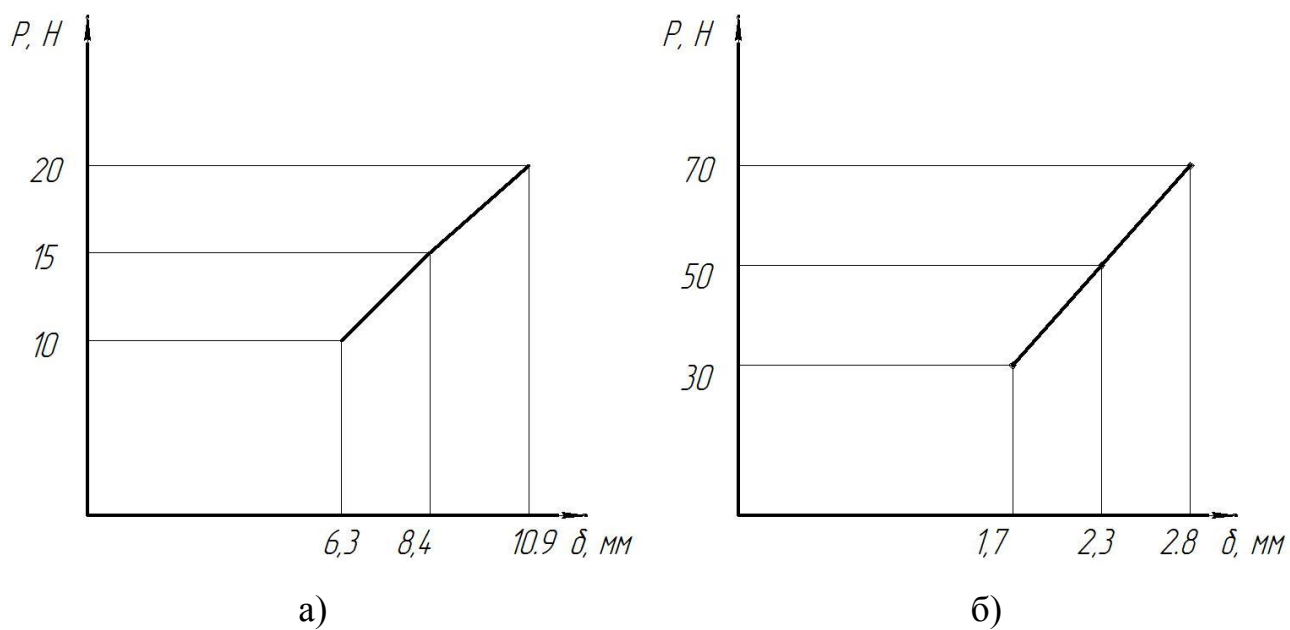


Рис. 4.4 Графіки деформацій кінця рами при використанні: а) пружини; б) стержня

Отримані експериментальні значення становлять: приведена кутова жорсткість при використанні жорсткого стержня $k_p^n = 25 \cdot 10^3 \text{ (H} \cdot \text{м) / рад}$, при використанні пружини розтягу – $k_p^n = 675 \text{ (H} \cdot \text{м) / рад}$; радіальна жорсткість становить $k_p^r = 215 \cdot 10^6 \text{ H / м}$.

4.1.4 Розрахунок власних частоти системи «дослідний стенд»

Власні частоти системи визначаються за алгоритмом, описаним у 2.3.1 Розділу 2 та роботах [45, 73, 75, 86], і для даної системи наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Опис власної частоти	Значення власних частот системи	
	Стенд з пружиною	Стенд зі стержнем
перша власна частота системи, що відповідає першій власній частоті рами	$P_1 = 7.96 \text{Гц}$	$P_1 = 35 \text{Гц}$
друга власна частота системи, що відповідає комбінованій частоті системи і виникає при приєднанні ШВ до рами	$P_2 = 236 \text{Гц}$	$P_1 = 255 \text{Гц}$
третя власна частота системи, що відповідає другій власній частоті рами	$P_3 = 283 \text{Гц}$	$P_1 = 351 \text{Гц}$
четверта власна частота системи, що відповідає комбінованій частоті системи і виникає при приєднанні ШВ до рами	$P_4 = 415 \text{Гц}$	$P_4 = 417 \text{Гц}$
п'ята власна частота системи, що відповідає третій власній частоті рами	$P_5 = 537 \text{Гц}$	$P_5 = 542 \text{Гц}$

шоста власна частота системи, що відповідає першій власній частоті шпинделя	$P_6 = 986 \text{Гц}$	$P_6 = 1049 \text{Гц}$
сьома власна частота системи, що відповідає четвертій власній частоті рами	$P_7 = 1152 \text{Гц}$	$P_7 = 1156 \text{Гц}$
восьма власна частота системи, що відповідає другій власній частоті шпинделя	$P_8 = 1400 \text{Гц}$	$P_8 = 1415 \text{Гц}$
дев'ята власна частота системи, що відповідає першій власній частоті гільзового корпусу	$P_9 = 2032 \text{Гц}$	$P_9 = 2060 \text{Гц}$

4.1.5 Контрольно-вимірювальна апаратура

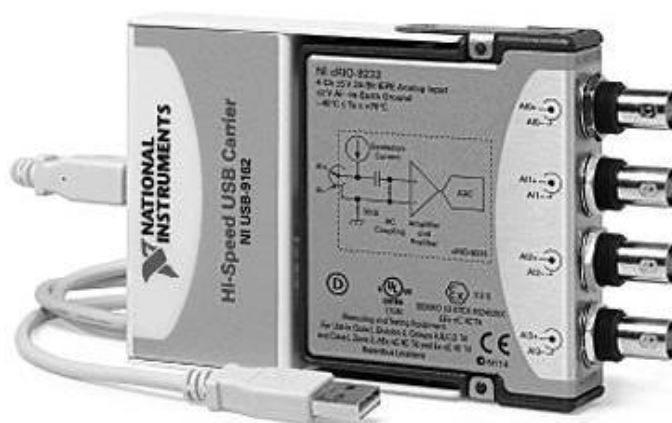
Для перевірки динамічної моделі дослідного стану було проведено серію експериментів по вимірюванню вібрацій стану з закріпленням ШВ, з використанням вимірювального комплексу, який включає в себе п'єзо-акселерометр PCB 353B15 (Рис. 4.5, а), підсилювач мод. PCB 480E09 (Рис. 4.5, б), аналоговий сигнал, який надходить з датчика обробляється за допомогою аналого-цифрового перетворювача мод. NI USB-9215 (Рис. 4.5, в). На рис. 4.1 дане обладнання відповідає позиціям 8, 9 та 10.



а)



б)



в)

Рис. 4.5 Контрольно-вимірювальна апаратура: а) п'єзоакселерометр; б) підсилювач сигналу; в) аналого-цифровий перетворювач сигналу

Характеристики вимірювальної апаратури (згідно паспортів, наданих виробниками):

1. П'єзо-акселерометр PCB 353B15 (рис. 4.3, а)

Характеристика	Одиниці вимірювання в СІ
Чутливість ($\pm 10\%$)	$1.02 \text{ мВ}/(\text{м}/\text{с}^2)$
Діапазон вимірювання	$\pm 4905 \text{ м}/\text{с}^2$
Частотний діапазон ($\pm 5\%$)	1-10000 Гц
Частотний діапазон ($\pm 10\%$)	0.7-18000 Гц
Частотний діапазон ($\pm 3 \text{ дБ}$)	0.35-30000 Гц
Резонансна частота	$\geq 70 \text{ кГц}$
Нелінійність амплітудної характеристики	$\leq 1\%$
Відносний коефіцієнт поперечного перетворення	$\leq 5\%$
Межа перевантаження	$\pm 98100 \text{ м}/\text{с}^2$
Температурний діапазон роботи	від -54 до $+121 \text{ }^\circ\text{C}$
Час спрацювання	$< 5 \text{ с}$
Висота	10.9 мм

Вага	2 г
Чутливий елемент	кварц

2. Підсилювач РСВ 480Е09 (рис. 4.3, б)

Характеристика	Одиниці вимірювання в СІ
Кількість каналів	1
Частотний діапазон (-5 %, при коеф. підсилення $\times 1$, $\times 10$)	0.15-100000 Гц
Частотний діапазон (-10 % при коеф. підсилення $\times 100$)	0.15-50000 Гц
Температурний діапазон	від 0 до 50 °С
Напруга живлення (постійний струм)	25-29 В
Тип роз'ємів	BNC
Розміри (д \times в \times ш)	6.1 \times 10 \times 7.4 см
Вага	0.3 кг

3. Аналого-цифровий перетворювач National Instruments USB-9215 (рис. 4.3, в)

Характеристика	Одиниці вимірювання в СІ
Кількість каналів	4
Роздільна здатність АЦП	16 біт
Частота дискретизації	20000 Гц
Діапазон робочих напруг (на датчику)	± 10 В
Час перетворення	4.4 μ с
Тип роз'ємів	BNC
Точність вимірювань	0.082%
Розміри (д \times в \times ш)	14.2 \times 2.5 \times 8.8 см
Вага	0.275 кг

4.1.6 Визначення дисипативних характеристик стенду

Для досліджуваної системи пружно-дисипативні параметри потрібно визначити для таких опор/з'єднань:

- 1) стик підсистем оправка-вал шпинделя;
- 2) радіально-упорні підшипники типу 36104К шліфувальної головки;
- 3) з'єднання гільзовий корпус- рама;
- 4) пружні характеристики закріплення рами на стенді.

Постійна часу демпфування оправки (інструменту) [82, 89, 100]:

$$T_{h,екв} = \frac{1}{c_{екв}} \cdot \left(c_r \cdot T_{h,c} + c_n \cdot l_0^2 \cdot T_{h,c} + \frac{l_0^3}{3 \cdot E \cdot J} \cdot T_{h,m} \right), \text{ с}, \quad (4.10)$$

де $T_{h,c}$ - постійна часу демпфування стику, $T_{h,c} = (200 \div 500) \cdot 10^{-6}$, с, при розрахунках прийнято $T_{h,c} = 200 \cdot 10^{-6}$;

$T_{h,m}$ - постійна часу демпфування матеріалу, для сталі 45 - $T_{h,m} = 2 \cdot 10^{-6}$, с;

$c_{екв}$ - еквівалентна жорсткість оправки/інструмента із врахуванням податливості консольної частини, яка визначається за залежністю [82, 100]:

$$c_{екв} = c_r + c_n \cdot l_0^2 + \frac{l_0^3}{3 \cdot E \cdot J} \quad (4.11)$$

Сумарне згасання коливань [82, 100]:

$$h_{екв} = \frac{T_{h,екв}}{c_{екв}}, \frac{H \cdot c}{мм}. \quad (4.12)$$

Значення коефіцієнту демпфування стику підсистем оправка-вал шпинделя становить: радіальна складова $h_r = 5.15 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$, кутова складова $h_n = 1.38 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м} / \text{рад}$

Залежно від режимів змащування, значення коефіцієнту демпфування для підшипників кочення дорівнюють $h = 2 \div 9 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{мм}$ [15,62,107,141]. Для досліджуваного ШВ коефіцієнти демпфування підшипників прийняті $h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 2 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{мм}$.

Визначення дисипативних характеристик з'єднання гільза-рама проводилось теоретико-експериментальним шляхом, використовуючи $\sqrt{2}$ -метод [6, 131].

Суть методу полягає у оцінці дисипативних характеристик з'єднання по кривій динамічної податливості у навколо-резонансній області підсистеми, що досліджується. Процедура визначення коефіцієнту демпфування полягає у наступному:

- 1) отримання експериментального спектру власних частот ШВ;
- 2) пошуку на отриманому спектрі зони локального резонансу f_R , що відповідає першій власній частоті підсистеми, що досліджується (так, для визначення коефіцієнту демпфування стику «гільзовий корпус ШВ-рама», на спектрі необхідно вибрати першу власну частоту гільзи);

- 3) в області локального резонансу f_R вибраної власної частоти (у даному випадку частоти підсистеми гільзового корпусу, Рис. 4.4 б), шукають значення частот f_1 і f_2 , амплітуди яких дорівнюють

$$A(f_1) = A_2(f_2) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot A(f_R);$$

- 4) за визначеними значеннями частот обчислюється відносний коефіцієнт затухання коливань по залежності [6, 131]:

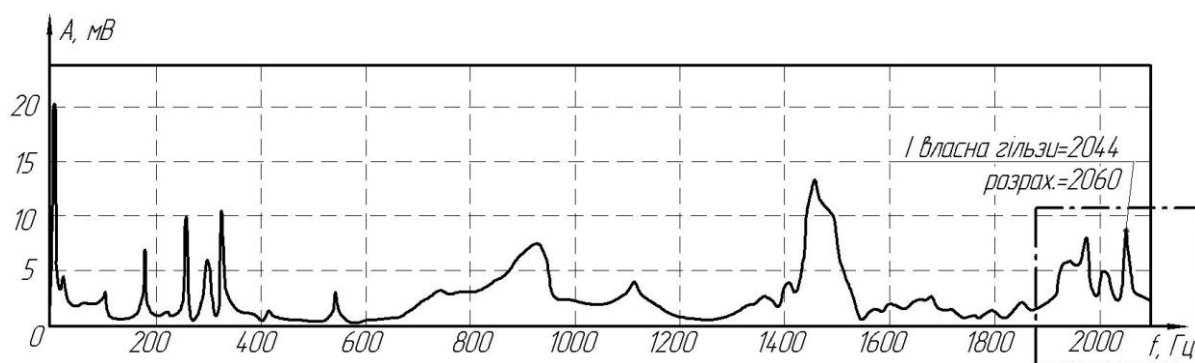
$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{2 \cdot f_R}; \quad (4.13)$$

5) коефіцієнт демпфування визначається за залежністю [6, 131]:

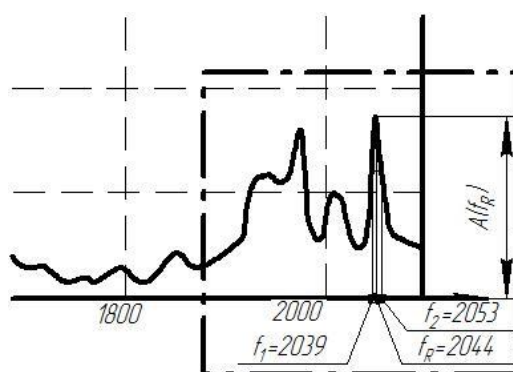
$$h = 2 \cdot \xi \cdot \frac{k}{f_n}, \quad (4.14)$$

де: k – жорсткість закріплення гільзового корпусу у призмі, яка для даного випадку закріплення становить $k = 780 \text{ Н/мкм}$;

f_n - значення власної частоти досліджуваної підсистеми, при закріпленні її на абсолютно жорсткій основі.



а)



б)

Рис. 4.6 Використання $\sqrt{2}$ -методу для визначення відносного коефіцієнту згасання коливань у з'єднанні: а) спектр власних частот системи; б) резонансний пік, що відповідає власній частоті системи, яка рівна першій власній частоті гільзи

Приклад алгоритму визначення відносного коефіцієнту затухання для кріплення системи ШВ на рамі зображений на рис. 4.6.

За результатами експериментальних даних, було проведено розрахунок коефіцієнтів демпфування для з'єднань гільзовий корпус-рама, та рама-основа. Резонансна частота, що відповідає власній частоті гільзи, яка закріплена на стенді з використанням пружини розтягу, складає $f_R = 2044$ Гц; частоти з амплітудами $A(f_1) = A_2(f_2) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot A(f_R) = 5.86$ мВ мають значення $f_1 = 2039$ Гц та $f_2 = 2053$ Гц. Таким чином, коефіцієнт відносного затухання коливань має значення:

$$\xi = \frac{f_2 - f_1}{2 \cdot f_R} = \frac{2053 - 2039}{2 \cdot 2044} = 3.15 \cdot 10^{-2}$$

$$h = 2 \cdot \xi \cdot \frac{k}{f_n} = 2 \cdot 3.15 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{780 \cdot 10^6}{2147} = 3.26 \cdot 10^4$$

і вони становлять: для з'єднання «гільзовий корпус-рама» – $h_{k1} = h_{k2} = 3.26 \times 10^4 (H \cdot c) / м$; для з'єднання «рама-основа» при встановленій пружині $h_p^r = 2.1 \times 10^5 (H \cdot c) / м$, при встановленому стержні – $h_p^r = 6.1 \times 10^4 (H \cdot c) / м$.

4.1.7 Моделювання форм власних коливань системи «дослідний стенд»

Визначення переміщень точок кожної з підсистем стенду у випадку прикладання гармонічного навантаження у точці розміщення першого підшипника ШВ проводиться з рівнянь:

- для оправки:

$$\begin{cases} q_0^{(1)} = \alpha_{02}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{02}^{(1)} \cdot M_0; \\ q_2^{(1)} = \alpha_{22}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{22}^{(1)} \cdot M_0 \end{cases} \quad (4.15)$$

- для шпинделя ($s = 2$)

$$q_i^{(2)} = -\alpha_{i0}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{i0}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{i1}^{(2)} \cdot X_1 + \alpha_{i2}^{(2)} \cdot X_2 + \alpha_{i3}^{(2)} \cdot X_3 + \alpha_{i4}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{i0}^{(2)} \cdot P_1^{(2)} \quad (4.16)$$

- для корпуса ($s = 3$)

$$q_0^{(3)} = -\alpha_{02}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{03}^{(3)} \cdot X_2 - \alpha_{04}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{05}^{(3)} \cdot X_4 + \alpha_{01}^{(3)} \cdot X_5 + \alpha_{06}^{(3)} \cdot X_6 \quad (4.17)$$

- для рами ($s = 4$)

$$q_0^{(3)} = -\alpha_{01}^{(4)} \cdot X_5 - \alpha_{03}^{(4)} \cdot X_6. \quad (4.18)$$

Результати моделювання форм коливань стану для декількох власних частот коливань при комплектації стану жорстким стержнем наведено на рис. 4.7. Аналізуючи форми коливань шпиндельного вузла, закріпленого на абсолютно жорсткій основі, що наведені на рис. 3.5, Розділ 3.4, можна бачити, що вони проявляються достатньо виразно, але їх вплив на коливання гільзи незначний, тоді як коливання шпинделя, закріпленого на дослідному станді, на першій власній частоті шпинделя $P_6 = 1049 \text{ Гц}$, крім того, що мають більші відносні амплітуди коливань щодо корпусу ШВ, але й більше впливають на форми коливань гільзи, що створює сприятливі умови для дослідження динамічних характеристик ШВ. Це лежить в основі методу непрямого вимірювання коливань ШВ, оцінки та моніторингу його динамічних характеристик. Також форми коливань показують, що на частоті 35 Гц спостерігаються суттєві коливання рами, які передаються на коливання ШВ, що

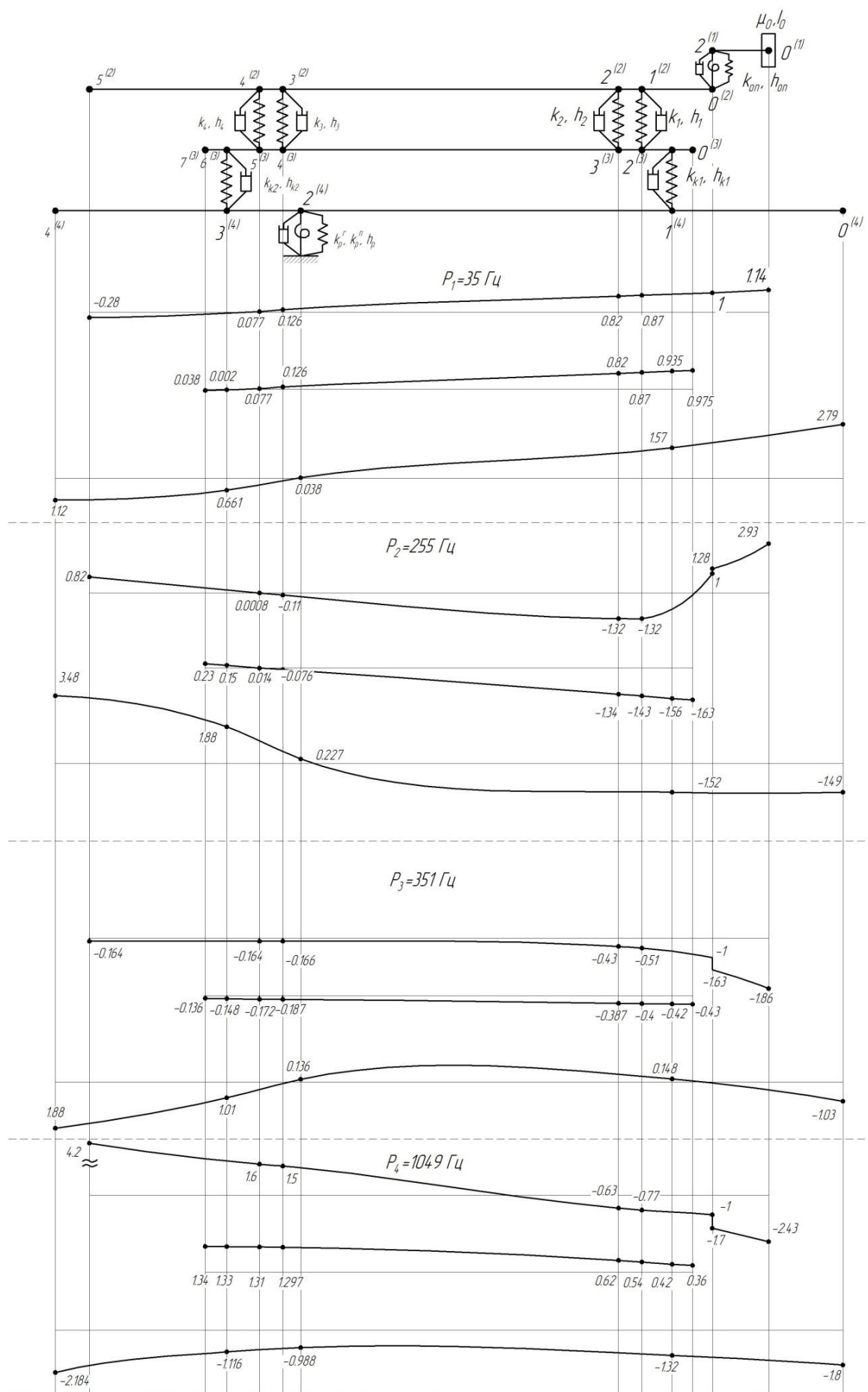


Рис. 4.7 Форми коливань системи «дослідний стенд»

може бути використано як додаткове резонансне збудження системи для діагностування дефектів виготовлення ШВ.

4.2 Експериментальне визначення власних частот коливань системи «дослідний стенд»

Для експериментального визначення власних частот безпосередньо стенду при регулюванні жорсткості закріплення пружиною та стержнем було встановлено п'єзоакселерометр (позиція 1, рис. 4.8) та прикладене імпульсне навантаження до кінця рами (позиція 2, рис. 4.8). Результатами визначення є експериментальний спектр частот, наведений на рис. 4.9, б (для системи з пружиною), та 4.9 г (для системи зі стержнем). Отримані спектри свідчать про декілька зон локальних резонансів, що близькі за значеннями до розрахункових значень власних частот рами, а саме:

- при використанні пружини:

$$P_1 = 8.5 \text{Гц} \text{ (розрахункове значення } P_1 = 7.96 \text{Гц)};$$

$$P_3 = 315 \text{Гц} \text{ (розрахункове значення } P_3 = 283 \text{Гц)};$$

$$P_5 = 539 \text{Гц} \text{ (розрахункове значення } P_5 = 537 \text{Гц)};$$

$$P_7 = 1105 \text{Гц} \text{ (розрахункове значення } P_7 = 1152 \text{Гц)}.$$

- при використанні стержня:

$$P_1 = 33 \text{Гц} \text{ (розрахункове значення } P_1 = 35 \text{Гц)};$$

$$P_3 = 335 \text{Гц} \text{ (розрахункове значення } P_3 = 351 \text{Гц)};$$

$$P_5 = 553 \text{Гц} \text{ (розрахункове значення } P_5 = 542 \text{Гц)};$$

$$P_7 = 1134 \text{Гц} \text{ (розрахункове значення } P_7 = 1156 \text{Гц)}.$$

Після визначення масиву власних частот стенду, на нього було встановлено шпіндельний вузол, та повторено процедуру визначення власних частот системи. Результатами експерименту є спектри, наведені на рис. 4.9, а (для системи з пружиною) та 4.9 в (для системи зі стержнем). Результати експерименту мають високу ступінь кореляції з розрахунковими значеннями, а також підтверджують результати моделювання поведінки системи при зміні жорсткості кріплення рами [45, 73, 75, 86]:

- при використанні пружини:

$P_2 = 257 \text{Гц}$ (комбінованій частоті системи і виникає при приєднанні ШВ до рами, розрахункове значення $P_2 = 236 \text{Гц}$);

$P_6 = 931 \text{Гц}$ (відповідає першій власній частоті шпинделя, розрахункове значення $P_6 = 986 \text{Гц}$);

$P_8 = 1425 \text{Гц}$ (відповідає другій власній частоті шпинделя, розрахункове значення $P_8 = 1400 \text{Гц}$);

$P_9 = 2044 \text{Гц}$ (відповідає першій власній частоті гільзового корпусу, розрахункове значення $P_9 = 2060 \text{Гц}$);

- при використанні стержня:

$P_2 = 261 \text{Гц}$ (комбінованій частоті системи і виникає при приєднанні ШВ до рами, розрахункове значення $P_2 = 255 \text{Гц}$);

$P_6 = 1061 \text{Гц}$ (відповідає першій власній частоті шпинделя, розрахункове значення $P_6 = 1049 \text{Гц}$);

$P_8 = 1460 \text{ Гц}$ (відповідає другій власній частоті шпинделя, розрахункове значення $P_8 = 1415 \text{ Гц}$);

$P_9 = 1952 \text{ Гц}$ (відповідає першій власній частоті гільзового корпусу, розрахункове значення $P_9 = 2032 \text{ Гц}$);

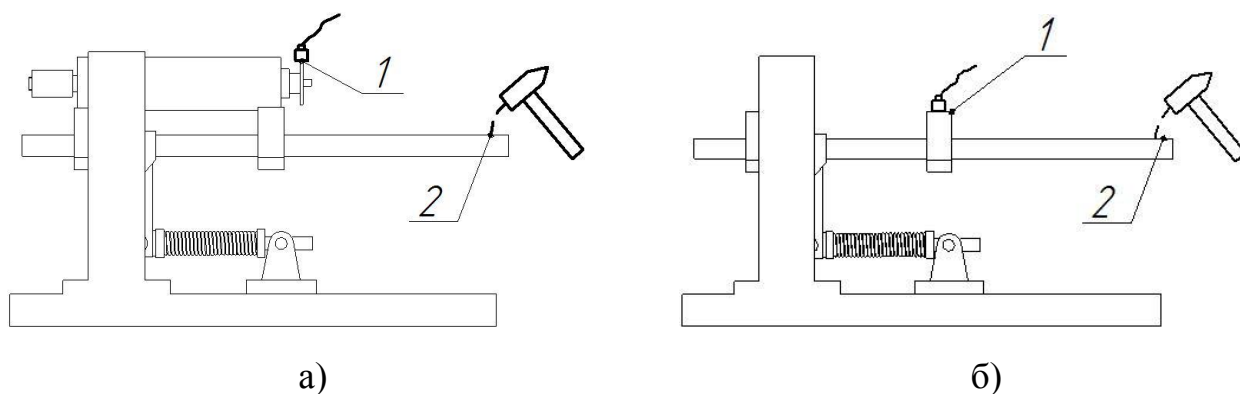
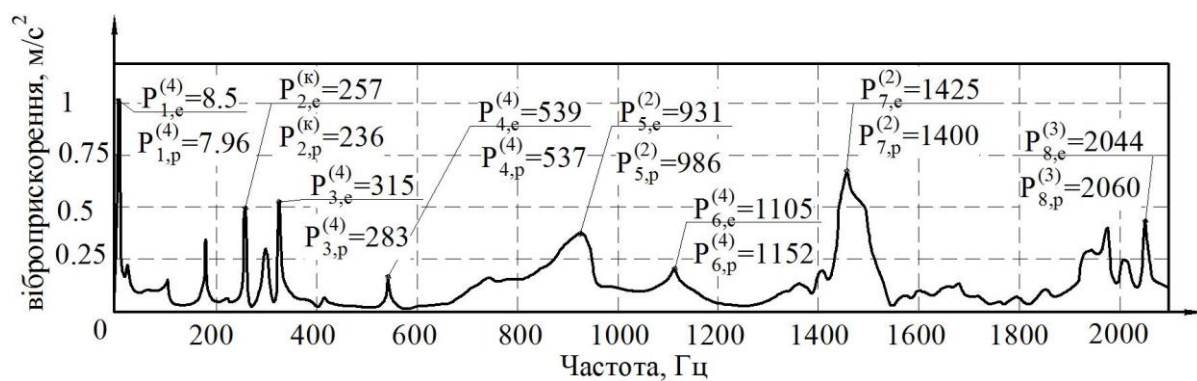
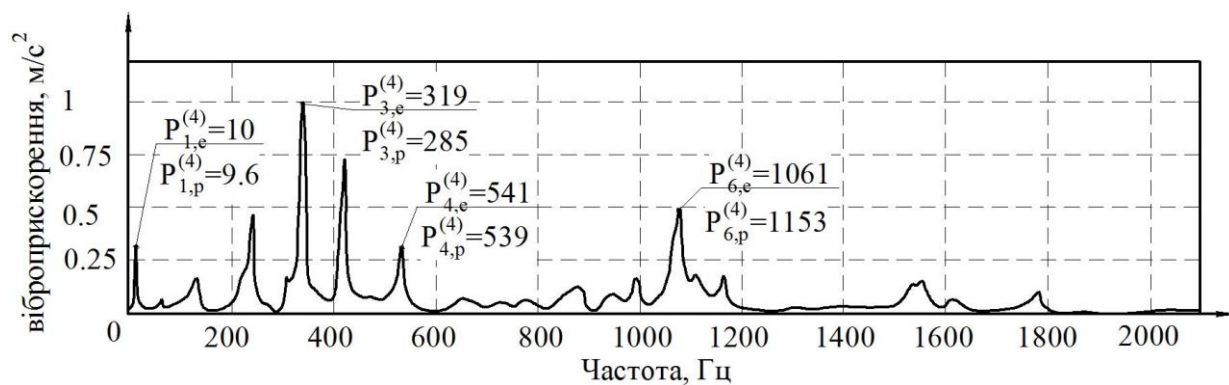


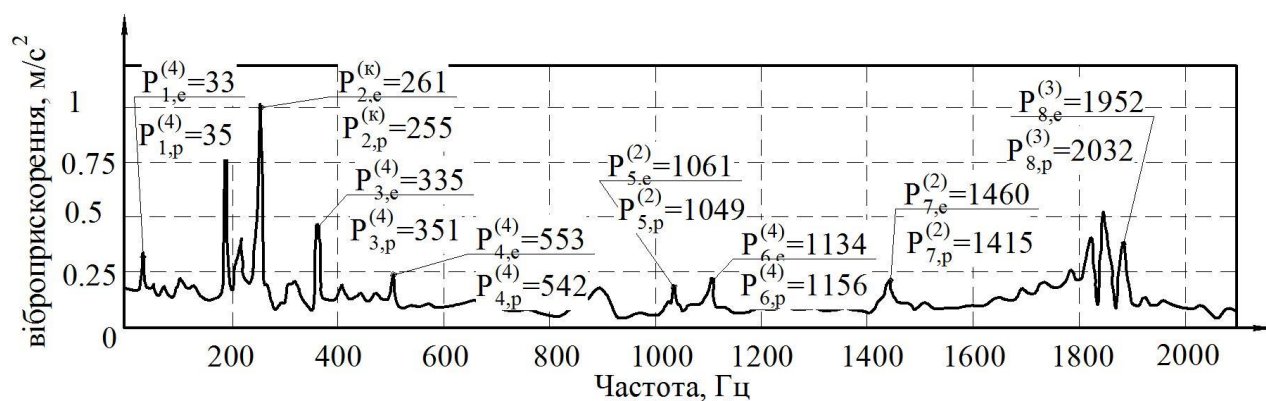
Рис. 4.8 Схема вимірювання та прикладення навантаження для випадків: а) стенд з змонтованим ШВ; б) стенд без ШВ;



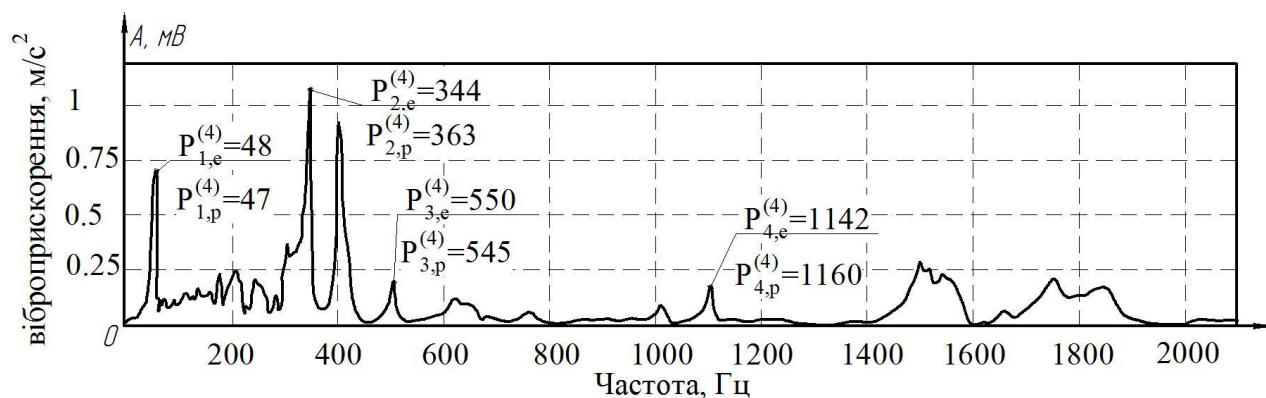
а)



б)



в)



г)

Рис. 4.9. Спектри власних частот стану для комплектацій: а) станд з шпіндельним вузлом та пружиною; б) станд без шпіндельного вузла та пружиною; в) станд з шпіндельним вузлом та стержнем; г) станд без шпіндельного вузла та стержнем.

Таким чином, результати дослідження вказують на високу чутливість стану до збурень, прикладених до шпинделя, що проявляється у виникненні коливань із значними амплітудами на власних частотах шпинделя ($P_{5,e}^{(2)} = 931 \text{ Гц}$, $P_{7,e}^{(2)} = 1425 \text{ Гц}$) і гільзового корпусу шліфувальної головки ($P_{8,e}^{(3)} = 2044 \text{ Гц}$), а також коливань на комбінованих частотах ($P_{2,e}^{(k)} = 257 \text{ Гц}$), пов'язаних із закріпленням шліфувальної головки на рамі. Це, в свою чергу, значно розширює можливості стану при дослідженні динамічних характеристик ШВ.

4.3 Розробка теоретико-експериментального методу непрямого вимірювання коливань шпиндельного вузла

4.3.1 Теоретичні основи методу

Пропонується метод непрямого вимірювання коливань шпиндельного вузла [77, 83], в основі якого лежить вимірювання коливань на корпусі ШВ з подальшим розрахунком коливань кінця закріпленої в шпинделі оправки. Для цього обчислюється теоретична функція відповідності $W(\omega)$, що пов'язує коливання корпусу, у місці здійснення вимірювань (позиція 1 – місце розташування датчика, рис. 4.10) та кінця інструментальної оправки (позиція 2, рис. 4.10). Датчик розміщується у місці розташування першого підшипника передньої опори ШВ та на основі отриманого спектру з використанням функції відповідності отримується теоретичний спектр частот кінця інструменту.

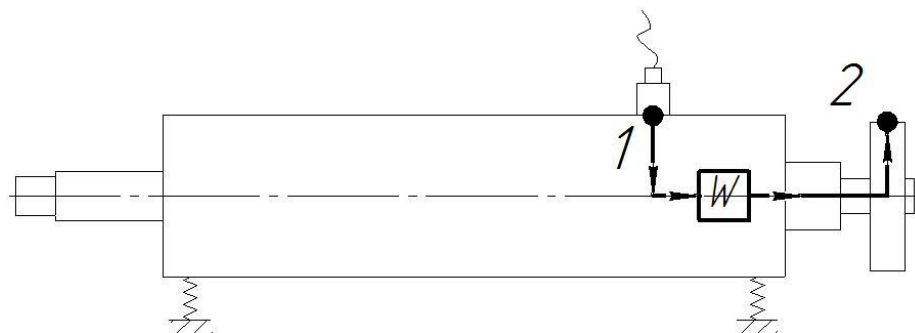


Рис. 4.10 Метод ідентифікації коливань шпинделя ШВ: 1 – точка вимірювання коливань корпусу ШВ; 2 – точка оцінки точності обертання ШВ

Функція відповідності математично описує зв'язок між (4.21) та (4.22) та визначається за залежністю [77, 83, 84]:

$$W(\omega) = \frac{q_0^{(1)}(\omega)}{q_j^{(3)}(\omega)}, \quad (4.19)$$

де $q_0^{(1)}(\omega)$ і $q_j^{(3)}(\omega)$ - розрахункові функції переміщення (локальні динамічні податливості) кінця закріпленої в шпинделі оправки та вибраної для

вимірювання точки корпусу під дією одиничного гармонічного навантаження, прикладеного до шпинделя.

Розрахунок спектру коливань кінця оправки за виміряними коливаннями корпусу ШВ проводиться за залежністю [77, 83, 84]:

$$A_0^{(1)}(\omega_i) = A_j^{(3)}(\omega_i) \cdot W(\omega_i), \quad (4.20)$$

де $A_0^{(1)}(\omega_i)$ і $A_j^{(3)}(\omega_i)$ - амплітуди i -х спектральних складових коливань кінця оправки і корпусу ШВ відповідно;

$W(\omega_i)$ - функція відповідності, що пов'язує коливання вибраної точки на корпусі ШВ та кінця інструменту/заготовки.

Дані спектри є спектрами абсолютних коливань, таким чином в результаті векторної різниці відповідних спектральних складових спектрів абсолютних коливань отримується спектр коливань кінця оправки відносно гільзи.

Даний теоретико-експериментальний метод дозволяє спростити процедуру оцінки та моніторингу стану ШВ, а також менш вимогливий до вимірювального обладнання, оскільки в його основі лежить принцип безконтактного визначення радіального биття кінця шпинделя.

Основним джерелом власної віброактивності ШВ є підшипники опор шпинделя, тому пропонується проводити обчислення динамічних податливостей $q_0^{(1)}(\omega)$ і $q_j^{(3)}(\omega)$ та передавальних функцій при прикладанні до шпинделя одиничного гармонічного навантаження $P_1^{(2)} = 1 \cdot \sin \omega t$ в місці розміщення першого підшипника його передньої опори, і в цьому ж перетині вимірювати коливання корпусу ШВ.

Рівняння рівноваги в точках розмикання підсистем для такого випадку навантаження представлені залежностями (4.1)-(4.3). З розв'язку системи рівнянь (4.4) визначаються значення амплітуди X_i і M_i гармонічних реакцій

відкинутих зв'язків, а потім складові $q_0^{(1)}(\omega)$ і $q_2^{(3)}(\omega)$ передавальної функції $W(\omega)$ (4.19):

$$q_0^{(1)}(\omega) = \alpha_{02}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{02}^{(1)} \cdot M_0, \quad (4.21)$$

$$q_2^{(3)}(\omega) = \alpha_{21}^{(3)} \cdot X_5 + \alpha_{26}^{(3)} \cdot X_6 - (\alpha_{22}^{(3)} \cdot X_1 + \alpha_{23}^{(3)} \cdot X_2 + \alpha_{24}^{(3)} \cdot X_3 + \alpha_{25}^{(3)} \cdot X_4) \quad (4.22)$$

Результати обчислення локальних динамічних податливостей оправки $q_0^{(1)}(\omega)$ і гільзи шпинделя $q_2^{(3)}(\omega)$, представлені на рис. 4.11.

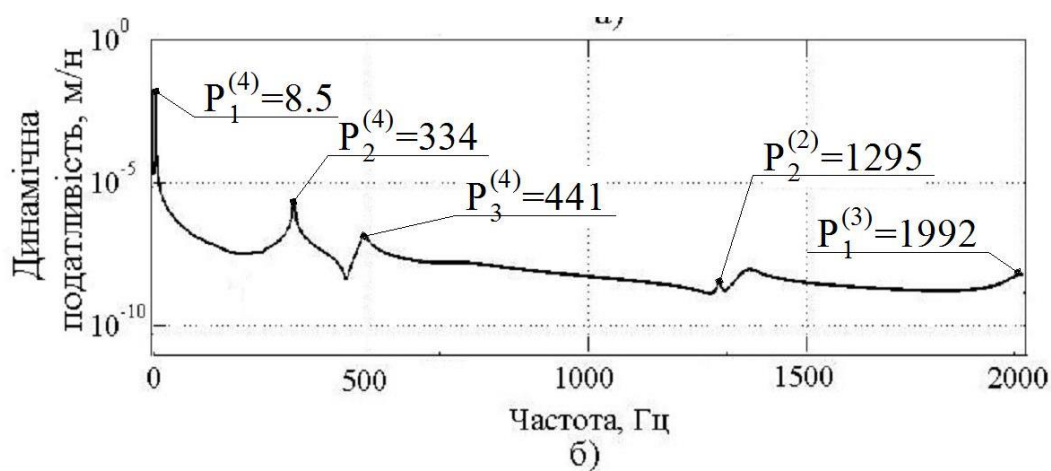
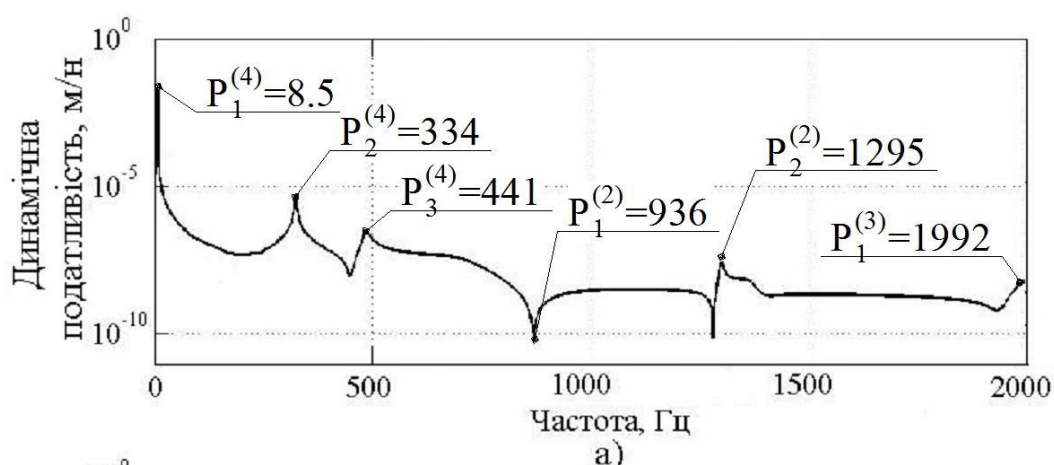


Рис. 4.11. Динамічні податливості оправки (а) і гільзи шпинделя (б)

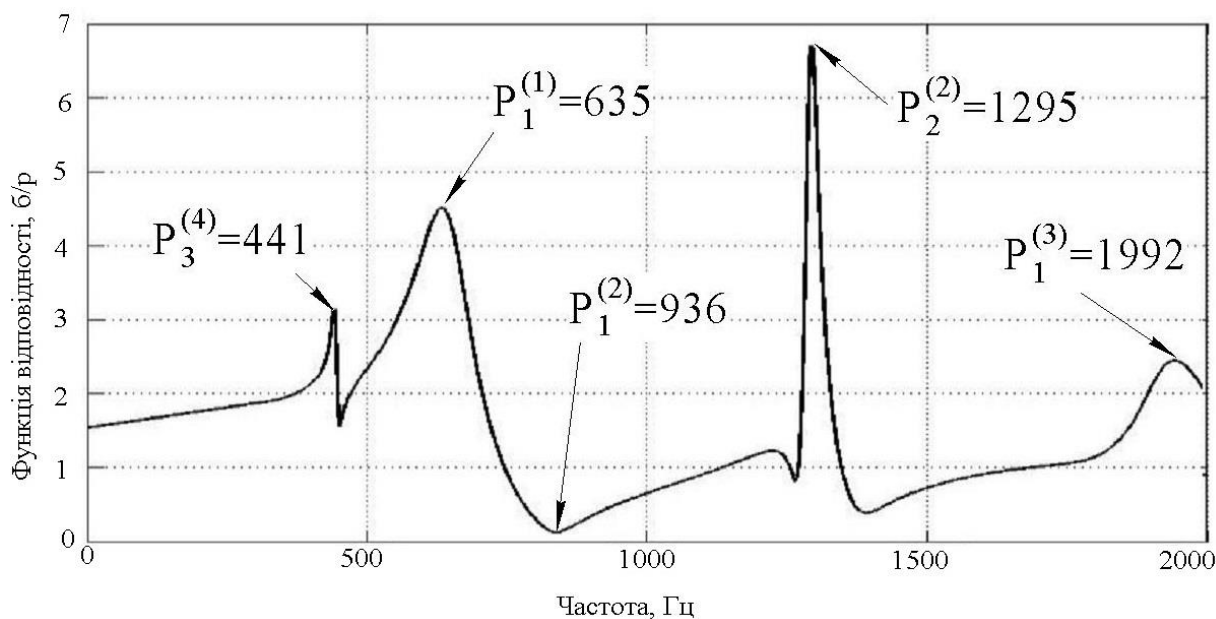


Рис. 4.12. Функція відповідності $W(\omega)$: $P_k^{(i)}$ - k -а власна частота i -ї підсистеми

Як видно з рис. 4.12, функція відповідності $W(\omega)$ дає достатньо ясне уявлення як про співвідношення амплітуд переміщення в порівнюваних точках оправки і гільзи шпинделя, так і про причини зміни цих співвідношень, насамперед пов'язаних із наявністю локальних резонансів $P_k^{(i)}$ в системі (тут i – індекс підсистеми, а k – номер власної частоти). Так в зв'язку з підвищеною чутливістю оправки до коливань на власних частотах оправки ($P_1^{(1)} = 635$ Гц), шпинделя ($P_2^{(2)} = 1295$ Гц), гільзи ($P_1^{(3)} = 1946$ Гц) і рами ($P_3^{(4)} = 441$ Гц), в модельованому спектрі коливань кінця оправки на цих частотах слід очікувати відносного зростання амплітуд, а на частоті $P_2^{(1)} = 838$ Гц - спадання.

4.3.2 Практична реалізація методу

Метод оцінки коливань переднього кінця ШВ у вигляді блок-схеми, що включає в себе ШВ, обладнання для вимірювання коливань, що складається з п'єзоакселерометра, підсилювача, АЦП (опис якого дано у розділі 4.1.5) та ПК з

програмним забезпеченням (середовище Matlab) для збереження, аналізу та обробки даних наведена на Рис. 4.13.



Рис. 4.13 Блок-схема розрахунку спектру коливань переднього кінця ШВ

Алгоритм отримання спектру частот переднього кінця ШВ: вібросигнал від п'єзоакселерометра, встановленого на гільзовому корпусі ШВ (рис. 4.11, позиція 1) подається на підсилювач сигналу (ПС) та аналого-цифровий перетворювач (АЦП), після чого подається через USB порт на персональний комп'ютер (ПК), де з допомогою математичного пакету Matlab відбувається його обробка з використанням теоретично отриманої функції відповідності $W(\omega)$ (залежності (4.19) та (4.22)), після чого сформований результуючий спектр частот переднього кінця ШВ (рис. 4.11, позиція 2) з допомогою Matlab зберігається.

4.3.3 Оцінка достовірності методу

Згідно розробленої методики отримано експериментальний спектр вібрації гільзового корпусу ШВ, та розраховано теоретичний спектр вібрації переднього кінця ШВ, що показано на рис. 4.14 та описано у роботі [77]

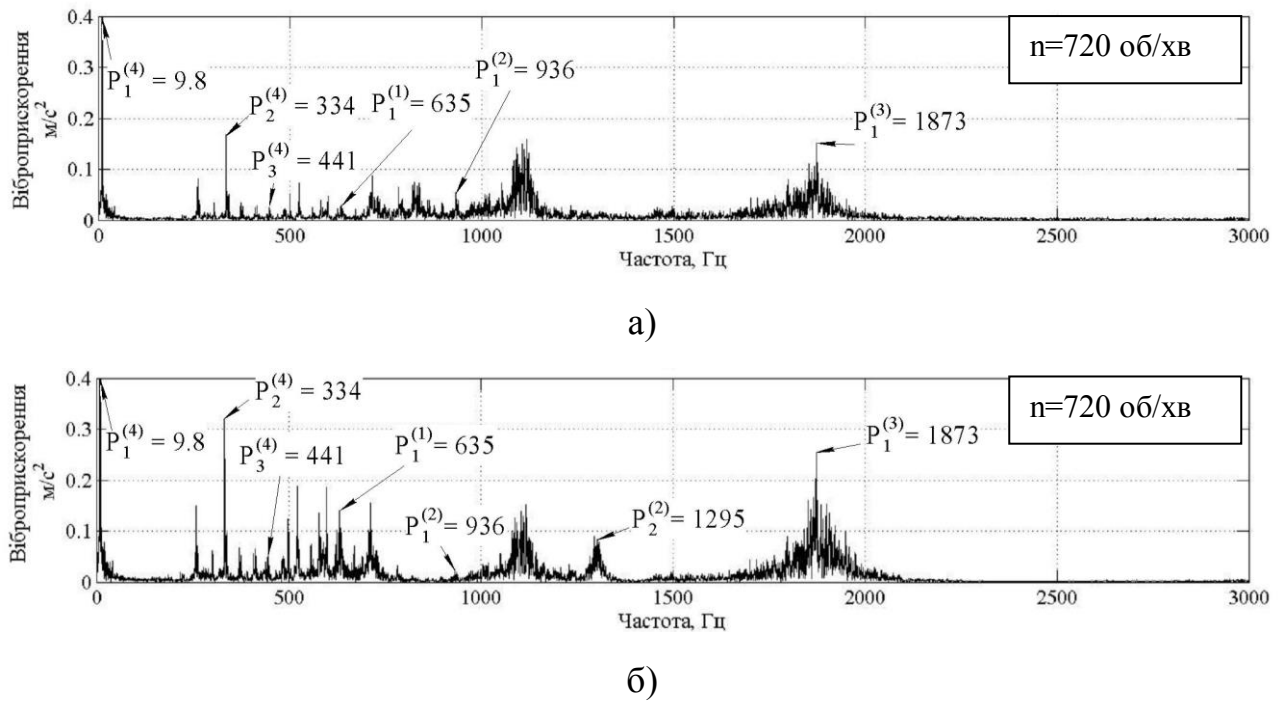


Рис. 4.14. Спектри коливань шпиндельного вузла: а) експериментальний - гільзи шпинделя; б) теоретичний - кінця оправки

Як видно в розрахунковому спектрі вібрацій з'являються додаткова частота $P_2^{(2)} = 1295$ Гц, яка пов'язана з локальним резонансом, що відповідає другій власній частоті ШВ, та спадання амплітуд вібрацій у області частоти $P_1^{(2)} = 936$ Гц, що пов'язано з наявністю на цій частоті після-резонансної зони. З іншого боку, відсутність різких змін функції відповідності $W(\omega)$ в зонах інших локальних резонансів свідчить про малу чутливість оправки і гільзи до коливань на цих частотах. Це зокрема підтверджується наявністю в спектрах коливань оправки і гільзи співрозмірних за рівнем амплітуд спектральних складових з частотами, що відповідають двом першим власним частотам рами ($P_1^{(4)} = 9.8$ Гц і $P_2^{(4)} = 334$ Гц, рис. 4.12). Очевидно коливання на цих частотах є коливаннями рами, а разом з нею і всіх, приєднаних елементів стану. Спостерігається збільшення амплітуд коливань переднього кінця шпинделя в порівнянні з гільзовим корпусом на частоті $P_1^{(1)} = 635$ Гц та незначне збільшення на частотах $P_3^{(4)} = 441$ Гц та $P_1^{(3)} = 1873$ Гц.

Приведені результати свідчать про високу інформативність функції відповідності $W(\omega)$ і адекватність запропонованого методу непрямого вимірювання коливань шпинделя, що підтверджується порівнянням експериментального (рис. 4.14,а) і змодельованого (рис. 4.14,б) спектрів коливань.

Апробацію методу зроблено на основі вимірювання і розрахунку вібрацій гільзового корпусу ШВ (рис. 4.15, позиція 1) та переднього кінця рами (рис. 4.15, позиція 2). Було проведено вимірювання двох спектрів коливань – гільзового корпусу та рами, на основі теоретичних положень, наведених у Розділах 4.3.1 та 4.3.2; теоретично визначено функцію відповідності, що пов'язує коливання точок 1 та 2 стану (рис. 4.15), та розраховано теоретичний спектр коливань для точки 2, після чого проведено порівняння отриманих теоретичних та експериментальних результатів. Результати наведені на рис. 4.16.

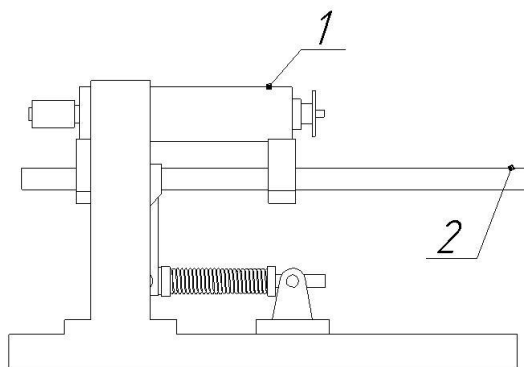
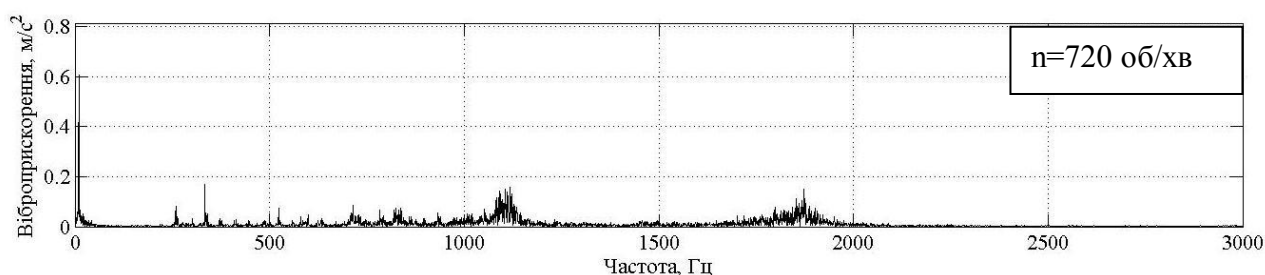


Рис. 4.15 Точки вимірювання коливань при апробації методу оцінки коливань ШВ



а)

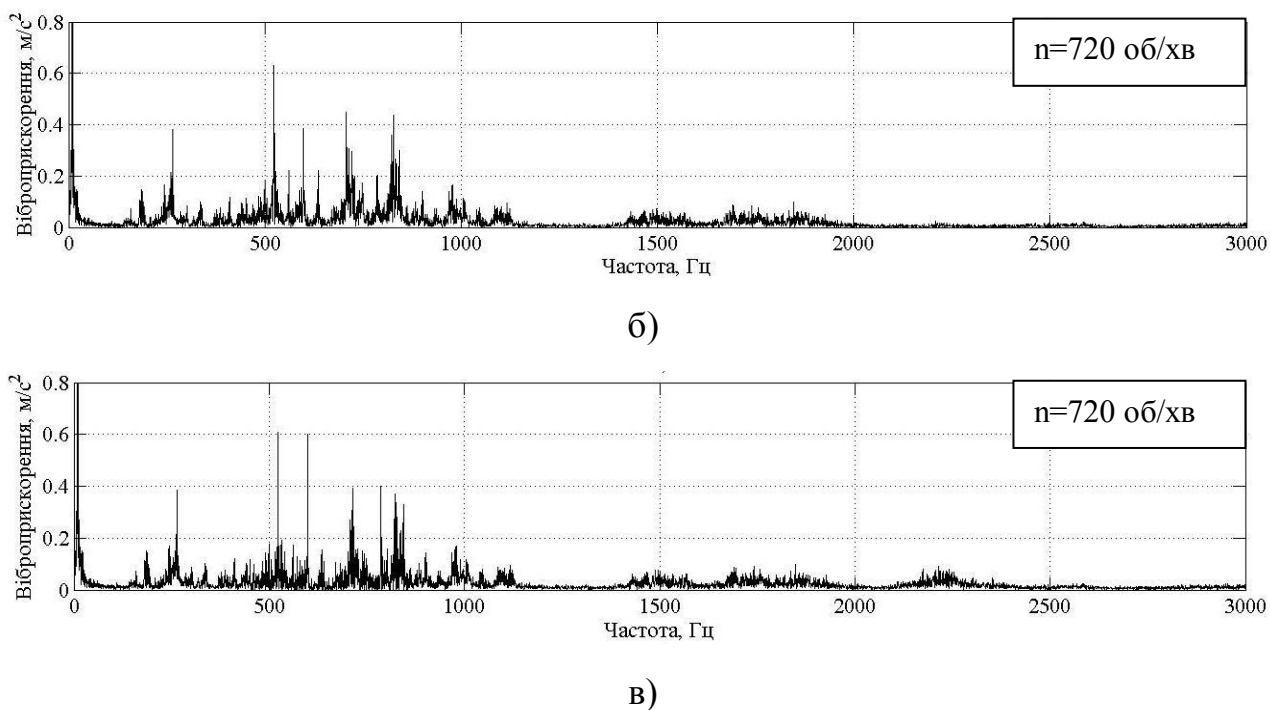


Рис. 4.16 – Спектри коливань стану: а) експериментальний – гільзи шпинделя; б) експериментальний – рами; в) теоретичний – рами

По отриманих результатах проведено кореляційний аналіз експериментального спектру вібрацій рами та теоретично отриманого спектру вібрацій на кінці рами. Кореляційний аналіз проведено з використанням функції **corrcoef(X,Y)** у програмному пакеті Matlab, де **X** та **Y** – вектори-стовбці даних (в цьому випадку – масив амплітуд частотних спектрів, оскільки частотні області порівнюваних спектрів співпадають), що відповідають експериментальним та теоретичним значенням віброприскорень кінця рами відповідно. Математичною основою даної функції є обчислення кореляційного коефіцієнту Пірсона, алгоритм реалізації розроблений на основі роботи [60].

Обчислене значення кореляційного коефіцієнту становить $\rho = 0.76$. Результати аналізу підтверджують значний рівень кореляції даних, що дає змогу стверджувати про високу інформативність методу та раціональність його застосування в системах моніторингу ШВ.

Висновки по розділу 4

1. Розроблено стенд для дослідження динамічних характеристик ШВ. Теоретико-експериментальним шляхом визначені пружно-дисипативні параметри зв'язків парціальних підсистем та досліджено явище сприйняття різними механічними підсистемами дії одного і того ж гармонічного збурення по різному, що призводить до утворення в спектрах їх вібрацій зон з різною інтенсивністю коливань. Це дозволяє регулювати власні частоти системи в бік їх зменшення, що дає змогу досліджувати динамічну поведінку ШВ в зонах низькочастотних локальних резонансів із використанням стандартного вібровимірювального обладнання.

2. Запропоновано оцінювати взаємозалежність коливань різних підсистем ШВ за теоретичною функцією відповідності $W(\omega)$, що пов'язує функції переміщень (гармонічні коефіцієнти впливу) в порівнюваних точках цих підсистем. Встановлено високу інформативність цієї функції при оцінці поведінки взаємопов'язаних підсистем в зонах резонансних коливань.

3. Доведено, що функція відповідності $W(\omega)$ дає достатньо чітке уявлення як про співвідношення амплітуд переміщення в порівнюваних точках оправки і корпусу ШВ, так і про причини зміни цих співвідношень, насамперед пов'язаних із наявністю локальних резонансів $P_k^{(i)}$ в системі. Проведено кореляційний аналіз отриманих розрахункових та експериментальних значень.

РОЗДІЛ 5

РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ВИКОРИСТАННЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ В СИСТЕМІ МОНІТОРИНГУ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

5.1 Діагностика похибок виготовлення та збирання шпиндельних вузлів (на прикладі шліфувальної головки моделі ВСЗ 27-65.250 А)

Похибки виготовлення та збирання ШВ мають низькі значення частот збурення. Амплітуди цих збурень теж невисокі, тому для ідентифікації цих похибок бажано підсилити результат їх дії, що можна забезпечити застосуванням резонансних методів дослідження. Але резонансні частоти ШВ мають досить високі значення. Так, наприклад, для вертикально-фрезерного верстату перша власна частота шпиндельної бабки може становити 315 Гц, а шпинделя – 1410 Гц. Це не дозволить створити резонансний режим для більшості збурень, викликаних похибками виготовлення та збирання ШВ, особливо низькооборотних ШВ.

Тому пропонується використати для діагностики таких похибок стенд з низькими значеннями власних частот несучих елементів [77]. Його перша власна частота регулюється за рахунок змінної кутової жорсткості рами. Для умов проведення експерименту значення першої власної частоти становить $P_1 = 33$ Гц.

Для діагностики похибок виготовлення та збирання ШВ необхідно:

- визначити частоти обертання шпинделя, що відповідають резонансам рами на характерних частотах дефектів виготовлення та збирання ШВ (частоти дефектів підшипників кочення наведені у Таблиці 1.1, Розділ 1);
- виміряти вібрації гільзи шпинделя на даних частотах обертання.

Нижча власна частота стенду визначається по спектру коливань, що отримується при прикладанні до кінця рами імпульсного збурення (процедура

та результати експериментального визначення власних частот стану описані у Розділі 4.2).

Теоретична частина методу полягає у визначенні відносних коливань кінця оправки з використанням функції відповідності, спосіб отримання якої описано у Розділі 4.3.2. Для цього необхідно:

- за експериментальними спектрами вібрацій гільзи обчислити спектри вібрації кінця закріпленої в шпинделі оправки (спектри абсолютних коливань);
- обчислити спектри коливань закріпленої в шпинделі оправки відносно гільзи (спектри відносних коливань);
- визначити амплітуди відносних коливань оправки на характерних частотах дефектів виготовлення і збирання ШВ.

5.1.1 Діагностика похибок виготовлення та збирання шпиндельних вузлів на холостому ході

Для діагностики похибок збирання та виготовлення ШВ було проведено вимірювання вібрацій корпусу ШВ (гільзи) у місці розташування першого підшипника. Вимірювання проводиться після обкатки шпинделя та усталених значень його температури.

Як видно з рис. 5.1, в спектрі вібрацій ШВ (віброприскорень) присутні декілька зон локальних резонансів, значення яких близькі до значень власних частот системи «дослідний стенд», і відповідають власним частотам рами, шпинделя, а також комбінованій частоті, яка виникає при закріпленні ШВ на стенді. Значна частина резонансних зон розташована у високочастотній зоні, але нас цікавлять резонансні зони в нижній частині спектру, оскільки саме там проявляються основні похибки збирання та виготовлення ШВ. Тому отриманий спектр (рис. 5.1) доцільно перетворити в спектр вібропереміщень. шляхом подвійного інтегрування вібросигналу.

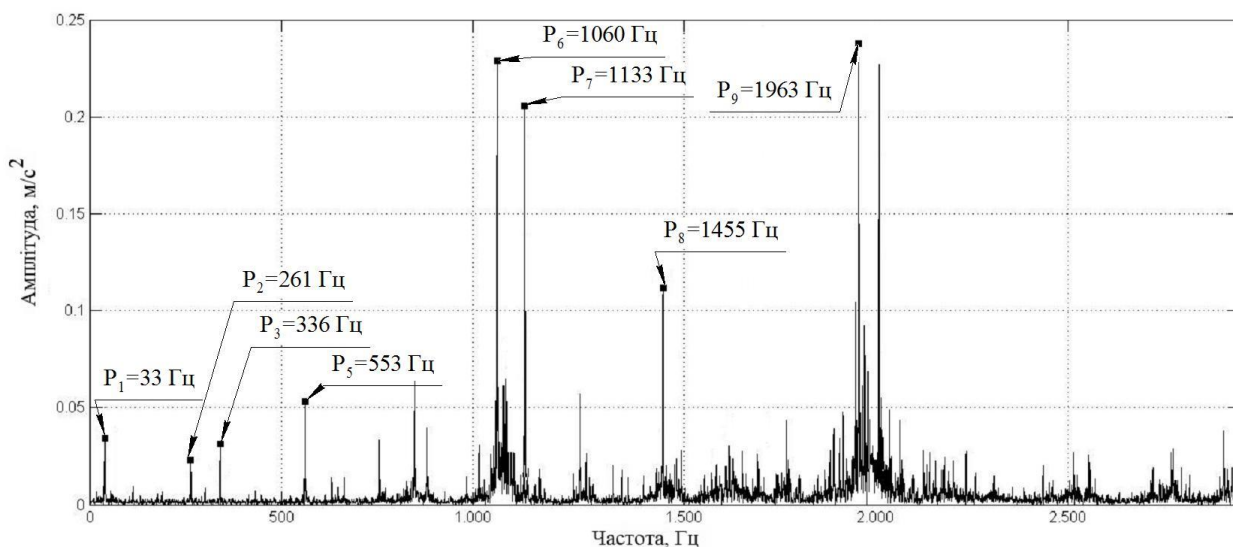
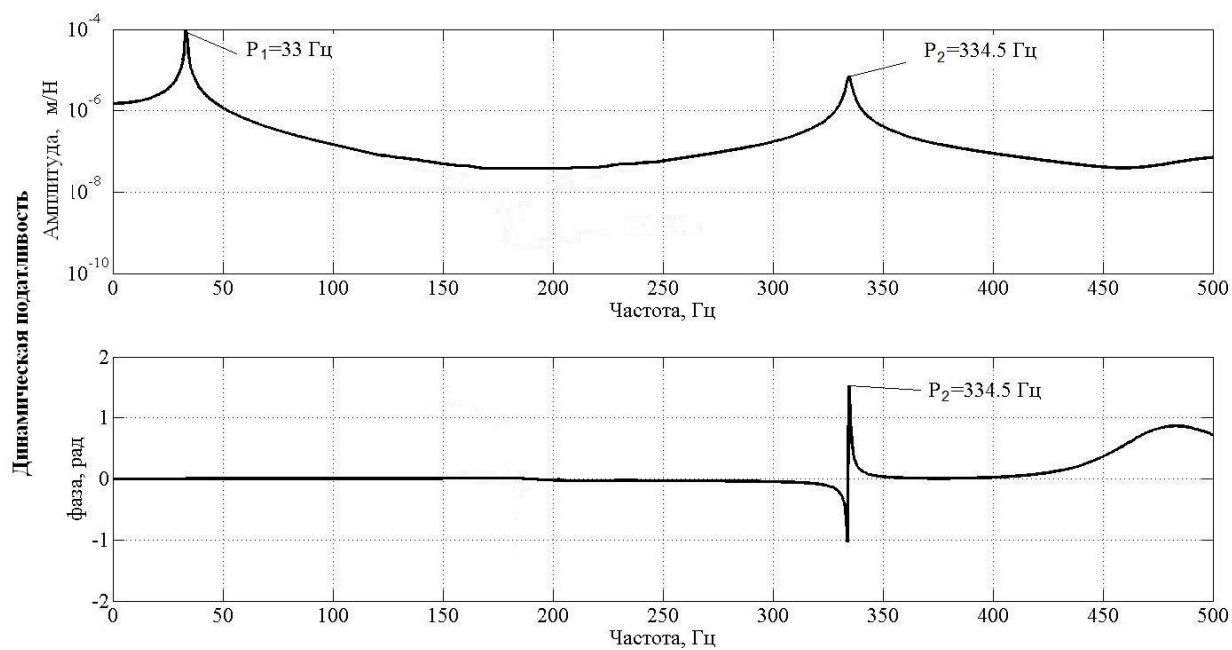


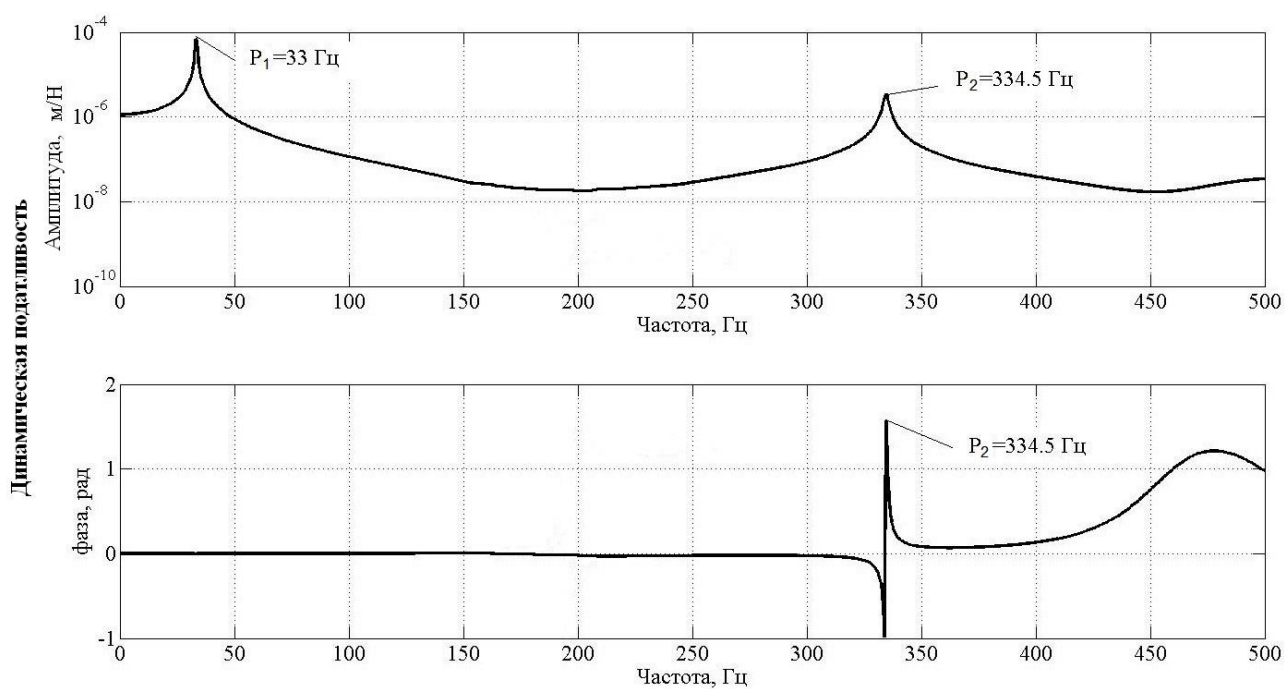
Рис. 5.1 Експериментальний спектр вібрацій ШВ закріпленого на стенді при частоті обертання шпинделя 1980 об/хв.(33 Гц)

Для обчислення спектру вібрації кінця закріпленої в шпинделі оправки попередньо необхідно визначити амплітудно-частотні і фазочастотні характеристики локальних динамічних податливостей оправки $q_0^{(1)}$ і гільзи шпинделя $q_1^{(2)}$. Результати обчислення цих характеристик наведено на рис. 5.2. Як видно, в низькочастотному діапазоні (до 350 Гц) знаходяться дві резонансні зони, що відповідають першій і другій власним частотам рами стенду. Функція відповідності $W(\omega)$ на цій ділянці – практично лінійна (рис. 5.3). Це свідчить про те, що характер абсолютних коливань гільзи шпинделя і оправки визначаються коливаннями рами. Це ж підтверджується схожістю експериментального спектру вібрацій гільзи шпинделя і відповідного йому розрахункового спектру вібрацій оправки (рис. 5.4).

Спектр вібрацій оправки (рис. 5.4, б) є спектром абсолютних коливань, за яким шляхом векторного віднімання відповідних спектральних складових спектру абсолютних коливань гільзи (рис. 5.4, а) отримується спектр відносних коливань кінця оправки.



а)



б)

Рис. 5.2 Динамічні податливості: а) оправки; б) корпусу ШВ;

Розрахункові спектри відносних коливань кінця оправки представлені на рис. 5.5. Ці спектри відповідають умовам суміщення першої власної частоти стенда з частотами збурень, що генеруються підшипниками опор шпинделя.

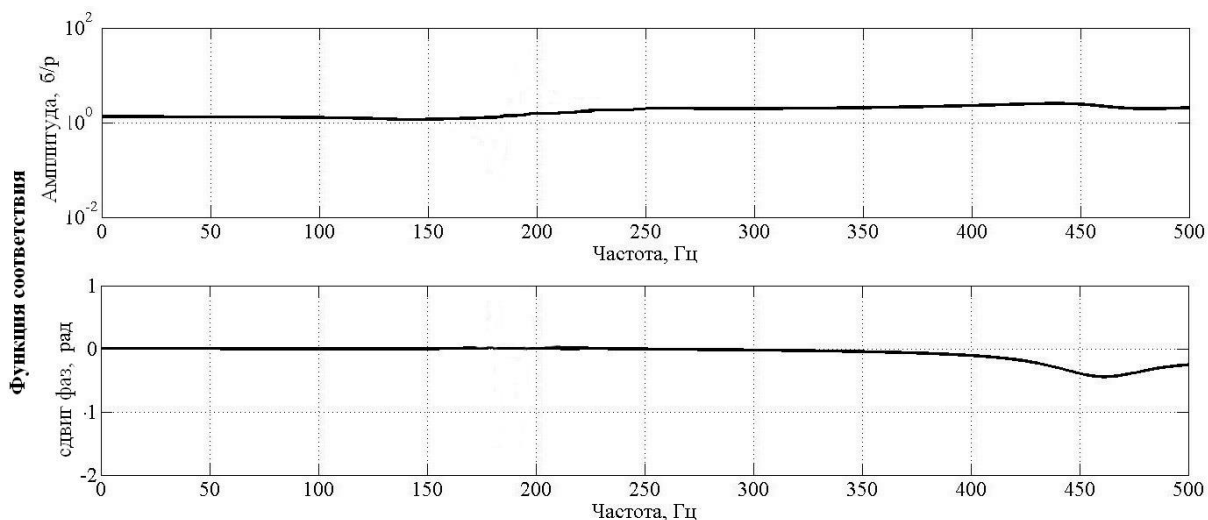


Рис. 5.3 Функція відповідності

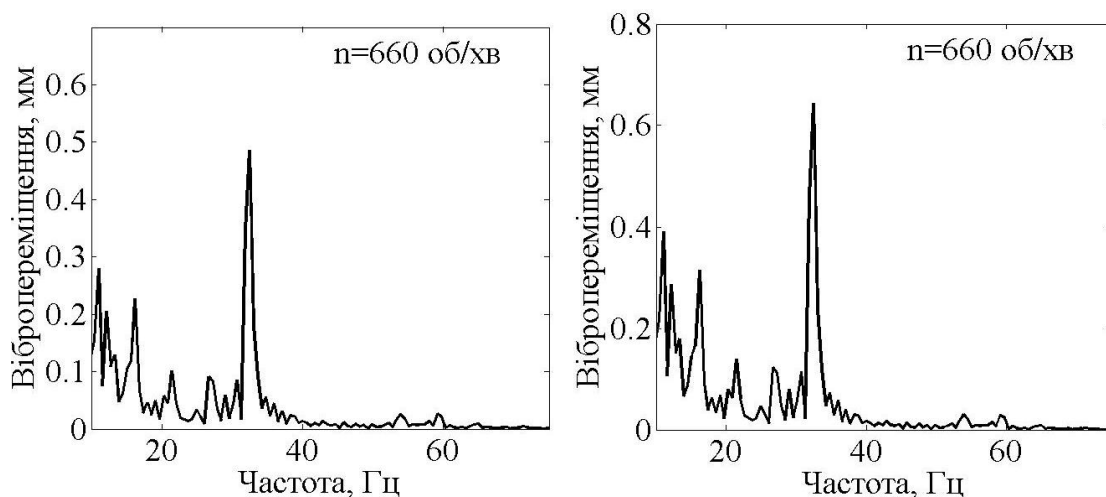


Рис. 5.4 Експериментально отриманий спектр на корпусі ШВ (а) та розрахунковий спектр на кінці оправки (б)

Частоти обертання шпинделя для кожного вимірювання обирались так, щоб значення певної діагностичної частоти підшипника знаходилося в області локального резонансу 33 Гц, який відповідає першій власній частоті стану. Такий підхід дозволяє отримати вібросигнал, який містить в собі чітко виражені спектральні складові, що відповідають похибкам виготовлення та збирання ШВ на низьких частотах обертання, що вирішує проблему оцінки стану низькооборотних ШВ.

Результати обчислень розрахункових спектрів відносних коливань кінця оправки (рис. 5.5) свідчать, що:

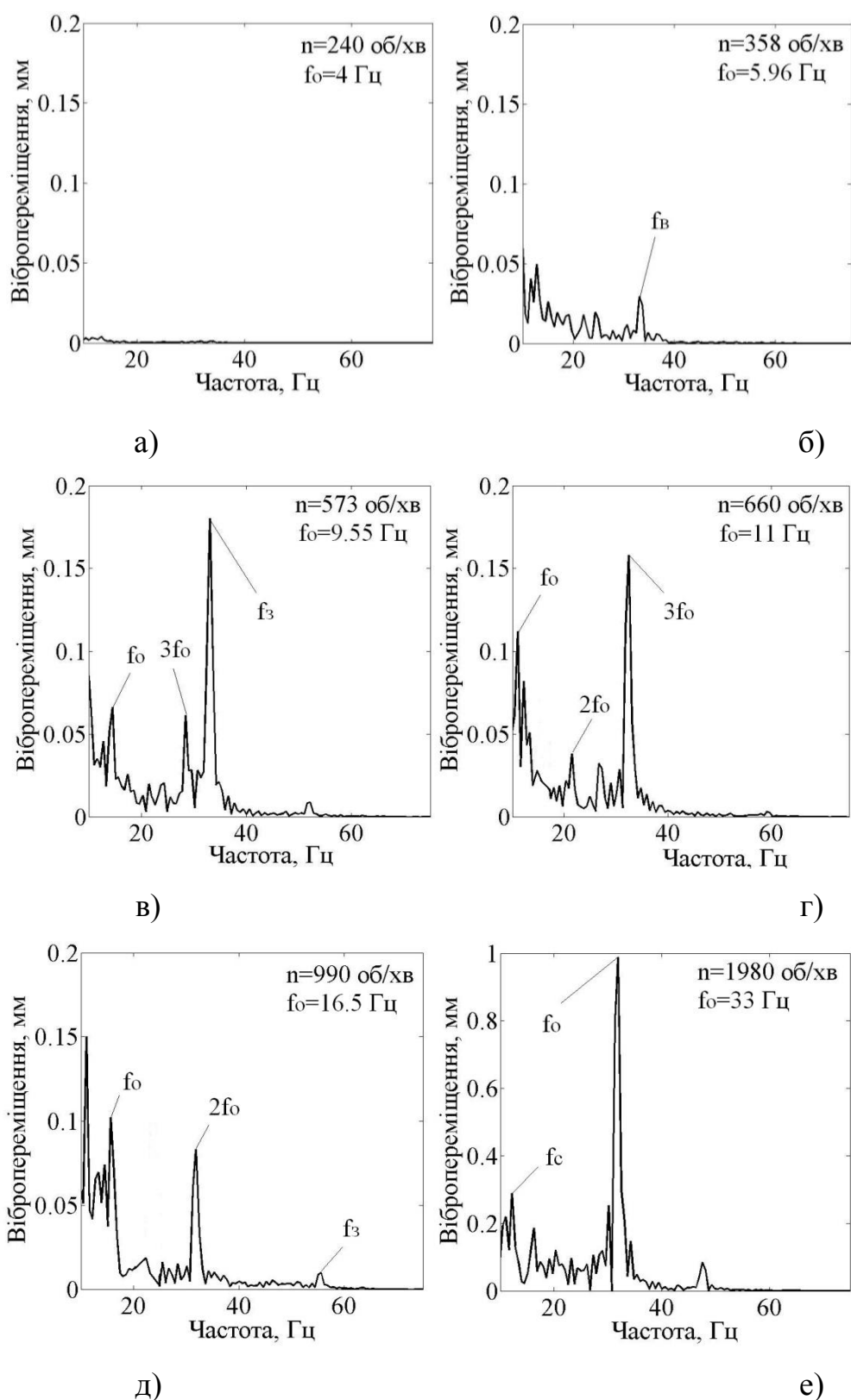


Рис. 5.5 Розрахункові спектри переміщень кінця оправки на частотах обертання, що відповідають умовам: а) не резонансна частота обертання; б) $f_B = p_1$; в) $f_c = p_1$; г) $3 \cdot f_0 = p_1$; д) $2 \cdot f_0 = p_1$; е) $f_0 = p_1$, де f_B - частота перекочування тіл кочення по внутрішньому кільцю; f_3 - частота перекочування тіл кочення по зовнішньому кільцю; f_c - частота обертання сепаратора; f_0 - частота обертання шпинделя.

- в нерезонансному режимі на низьких частотах обертання шпинделя впливу дефектів виготовлення і збирання ШВ на формування спектра вібрацій оправки не помітно (рис. 5.5, а);

- високі амплітуди резонансних коливань на першій f_o (рис. 5.5, е), другій $2 \cdot f_o$ (рис. 5.5, д) і третій $3 \cdot f_o$ (рис. 5.5, г) гармоніках частоти обертання шпинделя свідчать про наявність значного дисбалансу шпинделя та неспіввісності посадочних місць підшипників опор.

- висока амплітуда резонансних коливань на частоті проходження тіл кочення по зовнішньому кільцю f_z свідчать про наявність дефекту на зовнішньому кільці підшипника (рис. 5.5, в);

- значних дефектів на внутрішньому кільці підшипника не спостерігається (рис. 5.5, б).

5.1.2 Діагностика шпиндельних вузлів при дії зовнішнього навантаження

У випадку діагностики ШВ при дії зовнішніх збурень використання методу оцінки стану ШВ передбачає спершу провести перерахунок функції відповідності для випадку прикладання навантаження на кінці оправки, а не у місці розташування першого підшипника. Це призведе до зміни канонічних рівнянь методу сил, а відповідно – до необхідності перерахунку гармонічних коефіцієнтів впливу. Тільки потім йде моделювання спектрів вібрації кінця оправки.

В експериментальній частині зовнішнє навантаження до ШВ прикладалось закріпленням на кінці оправки диску з відомою величиною дисбалансу.

Отримані розрахункові спектри коливань кінця закріпленої в шпинделі оправки наведені на рис. 5.6.

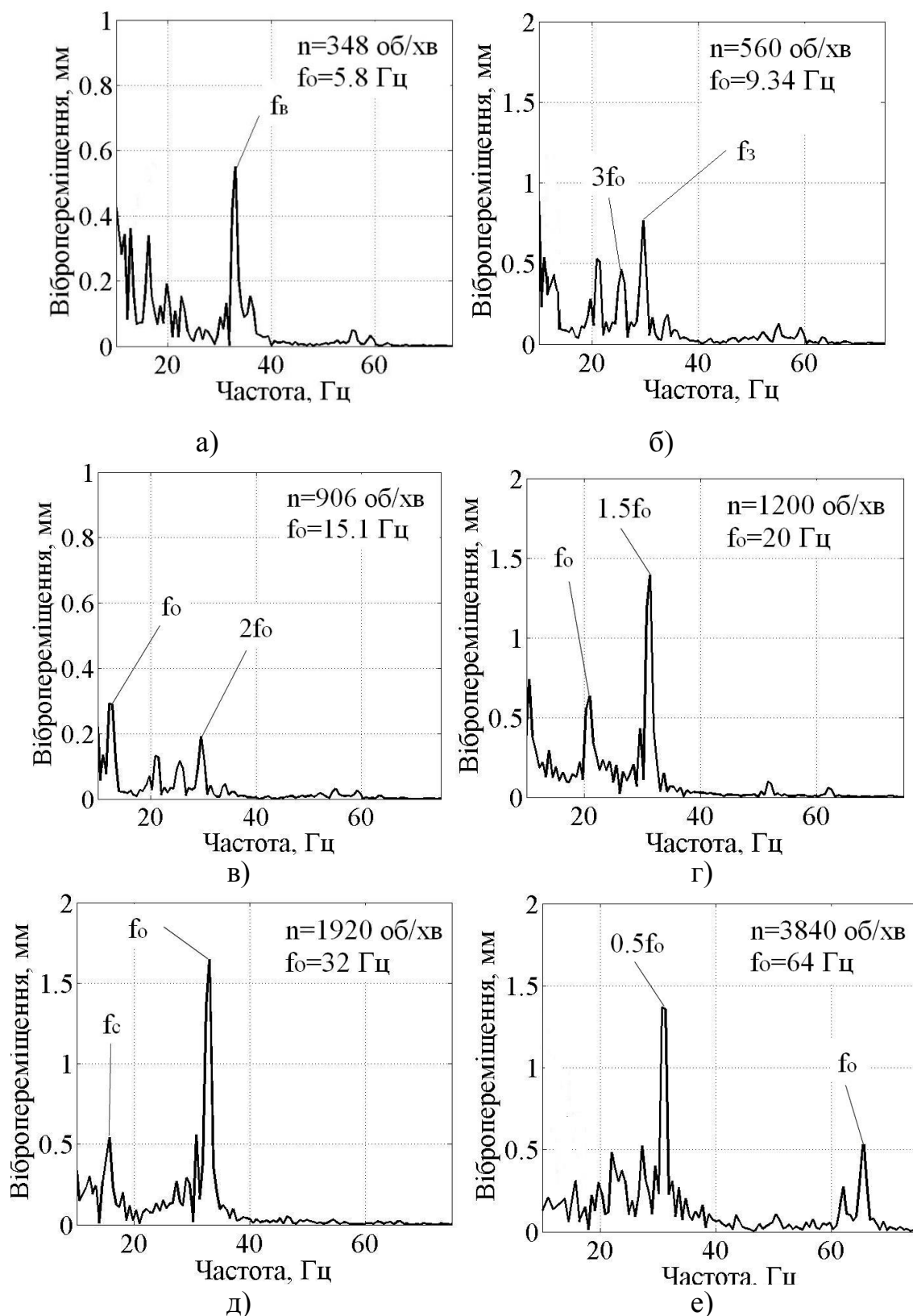


Рис. 5.6 Розрахункові спектри переміщень кінця оправки для різних частот обертання при наявності зовнішніх зусиль: а) $f_b = p_1$; б) $f_c = p_1$; в) $2 \cdot f_o = p_1$; г) $1.5f_o = p_1$; д) $f_o = p_1$; е) $0.5f_o = p_1$; де f_b - частота перекошування тіл кочення по внутрішньому кільцю; f_3 - частота перекошування тіл кочення по зовнішньому кільцю; f_c - частота обертання сепаратора; f_o - частота обертання шпинделя.

Отримані результати свідчать про зміну динамічної поведінки системи, а поява додаткових зон локальних резонансів – про те, що дефекти підшипників під навантаженням та без навантаження проявляють себе по-різному. Цей фактор впливає на вибір робочих режимів верстатів, та дає підстави для проведення діагностики ШВ у процесі обробки заготовок, або в умовах, які з достатньою точністю його відтворюють.

5.2 Оцінка точності обертання шпинделя

Основні параметри похибки обертання (Рис. 5.7) визначаються стандартом ASME B89.3.4M-1985 [57].

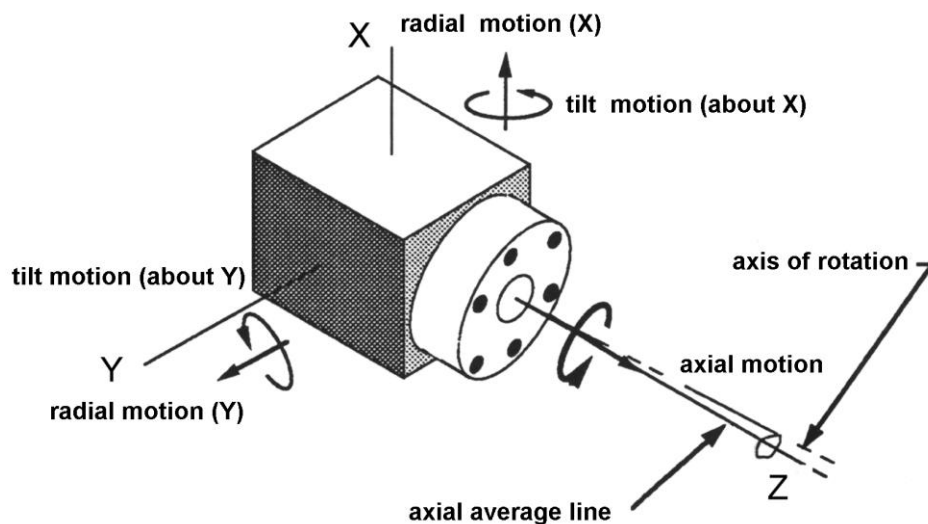


Рис. 5.7 Параметри похибки обертання

Точність обертання ШВ характеризується двома параметрами [111]:

- радіальним биттям (Δr), яке визначається за залежністю:

$$\Delta r = 2 \cdot a_1$$

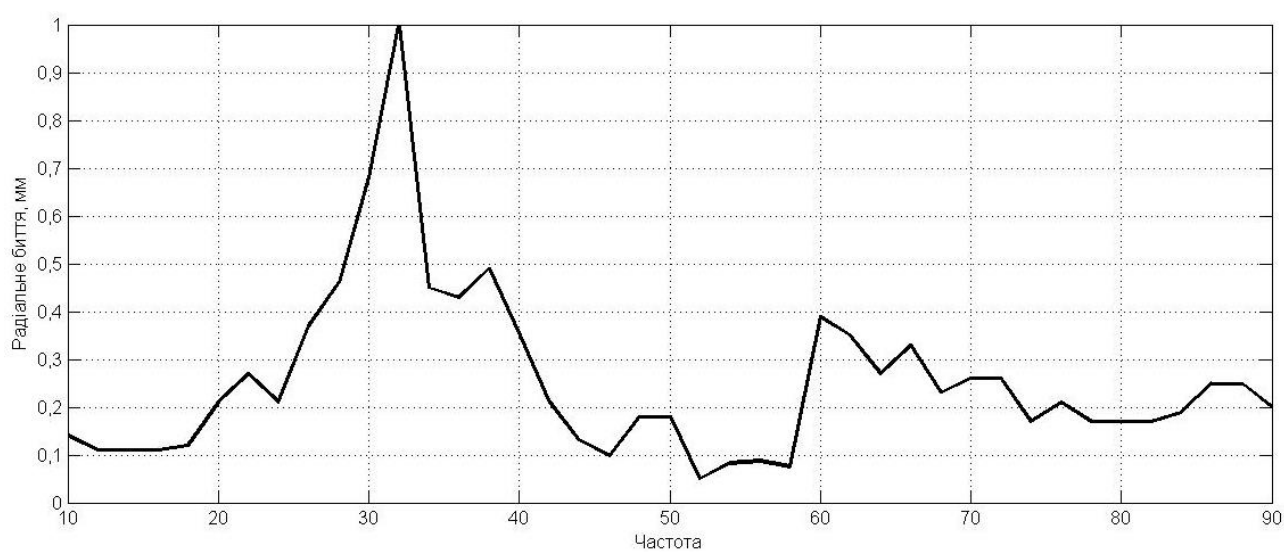
- похибкою обертання шпинделя (Δ), яка визначається за залежністю:

$$\Delta = 2 \cdot \sqrt{\sum_{i=0,1}^m a_{\kappa_i}^2}, \quad f_i \neq f_0, \quad f_m = 10 \cdot f_0$$

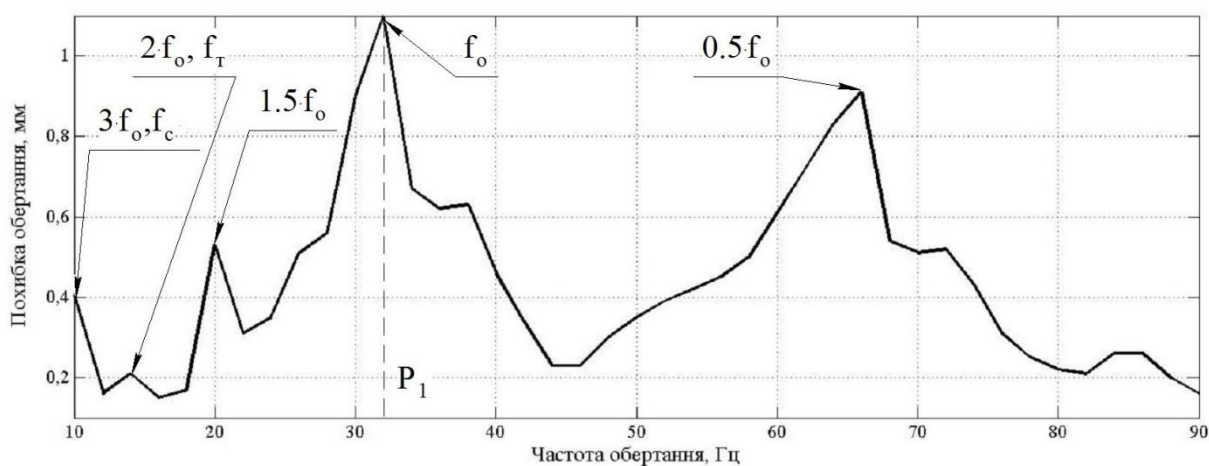
де $k_i = f_i/f_0$ - номер i -ї нормованої гармоніки, тобто порядок i -ї частоти вимушених коливань f_i відносно частоти обертання f_0 ;

a_{k_i} - амплітуда i -ї нормованої гармоніки.

Оцінка радіального биття та похибки обертання проводилась на основі отриманих спектрів вібрацій ШВ на холостому ході та при дії зовнішніх навантажень. Результати для ШВ на холостому ході подані на рис. 5.11, при дії зовнішніх зусиль – на рис. 5.12.



а)



б)

Рис. 5.11 Графіки радіального биття кінця оправки (а) та похибки обертання (б) для холостого ходу шпинделя

Результати свідчать про те, що для холостого ходу найбільші похибки обертання спостерігаються на частотах обертання, що відповідають суміщенню першої власної частоти стану $f_1 = 33$ Гц, з частотою обертання шпинделя $f_o = 33$ Гц, та з спектральної складової $0.5 \cdot f_o$, (частота обертання шпинделя $f_o = 66$ Гц). Останнє є показником суттєвого розвантаження шпинделя [127].

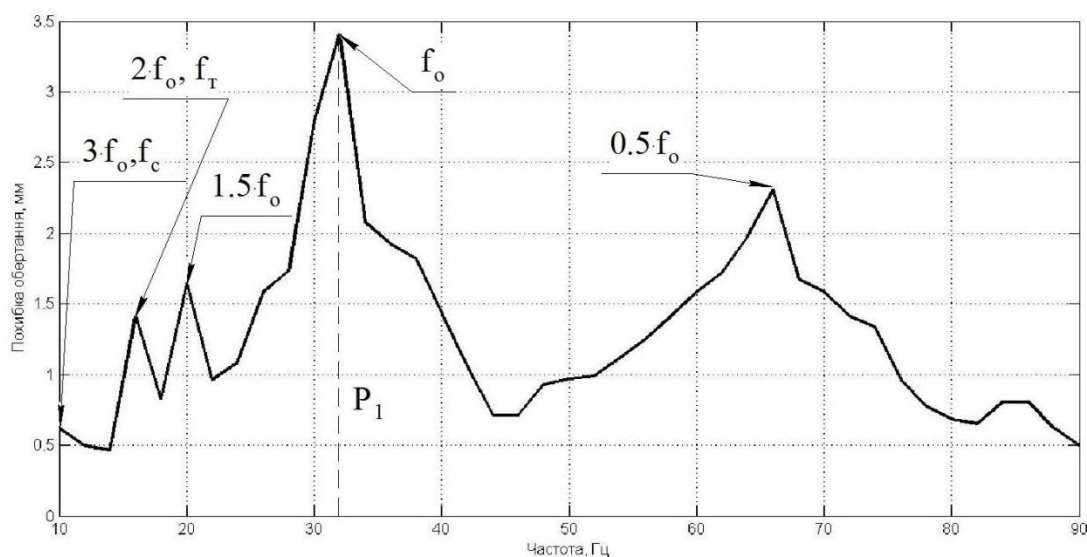


Рис. 5.12 Графіки радіального биття кінця оправки (а) та похибки обертання (б) для випадку дії зовнішніх зусиль

Крім того, з графіків (рис. 5.11 і рис. 5.12) видно, що при дії зовнішніх зусиль значно зростає амплітуда спектральна складова $2 \cdot f_o$ свідчить про часткове розвантаження підшипників та збільшення перекосу їх кілець [82, 89].

На основі вищенаведених досліджень було розроблено та передано для впровадження на АТ «Мотор Січ» рекомендації щодо застосування результатів віброакустичного моніторингу оброблювального обладнання для оцінки поточного динамічного стану шпиндельних вузлів та врахування його показників при призначенні технологічних режимів обробки деталей ГТД (Додаток А).

Крім того результати роботи впроваджено в навчальний процес НТУУ «КПІ» (Додаток Б) при викладанні дисциплін: «Динаміка верстатів»,

«Випробування та дослідження верстатів», «Математичне моделювання верстатів». Використані наступні результати роботи:

1. Динамічну модель шпиндельного вузла як складної механічної коливальної системи та алгоритми розрахунку його динамічних характеристик.
2. Теоретико-експериментальний метод визначення коливань шпинделя за результатами вимірювання коливань корпусу шпиндельного вузла та моделювання функцій відповідності, що пов'язують ці коливання.
3. Методики діагностики похибок виготовлення і збирання шпиндельного вузла та оцінки точності обертання шпинделя.

Висновки по 5 розділу

1. Застосування розробленого стенду для діагностика похибок виготовлення та збирання шпиндельних вузлів шляхом вимірювання резонансних коливань, дозволило штучно підсилити дію збурень, викликаних цими похибками, і ідентифікувати їх фактичну наявність.
2. Експериментально доведено, що застосування теоретичної функції відповідності коливань закріпленої в шпинделі оправки і корпусу ШВ при вимірюваннях резонансних коливань стенда дозволяє з отриманого сигналу спочатку обчислити абсолютні коливання кінця оправки, а потім – відносні коливання з отриманням спектру цих коливань. За результатами визначення масиву таких спектрів в робочому діапазоні частот обертання шпинделя будуються графіки радіального биття кінця шпинделя та похибки його обертання.
3. Результати віброакустичного моніторингу оброблювального обладнання з використанням теоретичної функції відповідності коливань закріпленої в шпинделі оправки і корпусу ШВ дають об'єктивну оцінку

поточного динамічного стану шпиндельних вузлів, що може бути використаним при призначенні технологічних режимів обробки деталей.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача підвищення інформативності систем моніторингу динамічного стану ШВ металорізальних верстатів за рахунок отримання теоретичної функції відповідності коливань шпинделя і корпусу ШВ та розробки на основі цього методу непрямого вимірювання коливань шпинделя.

4. Розроблено динамічні моделі ШВ різних комплектацій, за якими вперше встановлені закономірності впливу конструкції, комплектації, та монтажу ШВ на формування його динамічних характеристик, а саме на частоти власних коливань та ступінь впливу підсистем ШВ і пружних зв'язків між ними на форму і рівень коливань на власних частотах, а саме:

- рівень коливань на першій власній частоті системи визначається підсистемою інструмента/заготовки, а рівень коливань на інших власних частотах – шпинделем, та пружними характеристиками його з'єднання з іншими підсистемами (інструмента/заготовки та корпусу ШВ);

- при високій жорсткості закріплення корпусу на станині верстату, найбільший вплив на формування коливань ШВ має шпиндель, та пружні характеристики його з'єднання з іншими підсистемами. Із зменшенням жорсткості закріплення корпусу, його вплив на формування коливань ШВ поступово зростає.

5. Запропоновано оцінювати взаємозалежність коливань різних підсистем ШВ за теоретичною функцією відповідності $W(\omega)$, що пов'язує функції переміщень (гармонічні коефіцієнти впливу) в порівнюваних точках цих підсистем. Встановлено високу інформативність цієї функції при оцінці поведінки взаємопов'язаних підсистем в зонах резонансних коливань.

6. Розроблено теоретико-експериментальний метод непрямого

вимірювання коливань шпинделя (закріпленого в шпинделі інструмента/заготовки), що полягає у їх обчисленні із використанням теоретичної функції відповідності $W(\omega)$ за результатами вимірювання коливань на корпусі ШВ, що значно підвищує інформативність моніторингу динамічного стану ШВ у виробничих умовах за рахунок можливості оцінки точності положення інструмента/заготовки в режимі реального часу.

4. Запропоновано проводити первинну діагностику похибок виготовлення і збирання низькооборотних шпиндельних вузлів резонансним методом на дослідних стендах з низькою першою власною частотою (до 50 Гц).

5. Розроблено рекомендації по розширенню можливостей системи моніторингу динамічного стану ШВ за рахунок застосування методу непрямого вимірювання коливань шпинделя для первинної діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ та оцінки його точності в процесі експлуатації. Рекомендації передано для впровадження на АТ «Мотор Січ» та впроваджено в навчальний процес НТУУ «КПІ».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Abele E. Machine Tool Spindle Units / Y. Altintas, C. Brecher. CIRP // Annals-Manufacturing Technology. – 2010, Vol. 59, №. 2, - pp.781-802.
2. Advanced spectral analysis [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: http://www.pdma.com/pdfs/Articles/Advanced_Spectral_Analysis.pdf.
3. Altintas Y. Virtual Design and Optimization of Machine Tool Spindles / Y. Altintas, Y. Cao. // CIRP Annals-Manufacturing Technology. - 2005, №54 (1). – pp. 379-382.
4. Asano K. Recent development in numerical analysis of rolling bearings basic technology series of bearings // KOYO Engineering Journal. – 2002. - №160E.– P. 65-70
5. Axes of rotation, methods for specifying and testing // An American National Standard, ASME B89.3.4M-1985 by the American Society of Mechanical Engineers, NY. - 1985
6. Badrawy S. Dynamic modeling and analysis of motorized milling spindles for optimizing the spindle unit performance. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://www.nanotechsys.com/images/PDFs/DynamicModelingandAnalysis.pdf>
7. Barden ceramic hybrid precision ball bearing / MMG 15M. - The Barden Corporation. - 3/93. – 4 p.
8. Bediaga I. An automatic spindle speed selection strategy to obtain stability in high-speed milling / I. Bediaga, J. Munoa, J. Hernandez, L.N. Lopez de Lacalle. // International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2009, №49. – pp. 384-394.
9. Blödt M. Models for Bearing Damage Detection in Induction Motors Using Stator Current Monitoring / M. Blödt, P. Granjon, B. Raison, G. Rostaing. // IEEE Transactions on industrial electronics. – 2008, Vol. 55, №. 4. – pp.1813-1822.
10. Brändlein J. Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Mainz: Vereinigte Fachverlage. – 1995.

11. Cheng K. Machining dynamics : fundamentals, applications and practices. - (Springer series in advanced manufacturing). – 2009. – 328 p.
12. Chernopyatov Y.A. A New Approach Increasing the Rotational Accuracy of Ball-Bearing Spindle by Using Proper Bearing Positioning / Y.A. Chernopyatov, C.–M. Lee, W.–J. Chung. // International Journal of the KSPE. -2003, Vol. 4, №. 5. –pp. 15-21. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <http://www.ijpem.org/journal/files/issues/2003-09-14-21.pdf>
13. Comparison of Three Spindle Error Motion Separation Techniques [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <http://mdrl.mne.psu.edu/posters/ErrorSepComparo2005.pdf>
14. Davies A. Handbook of Condition Monitoring Techniques and Methodology / Davies A. – Dordrecht: Springer Science+Business, 1998. – 565 p.
15. Dietl P. Damping and Stiffness Characteristics of Rolling Element Bearings Theory and Experiment: Dissertation / TU- Wien. – 1997.
16. Dohner J.L. Mitigation of chatter instabilities in milling by active structural control / J.L. Dohner, J.P. Lauffer, T.D. Hinnerichs. // Sandia national laboratories, Albuquerque. - 2001.
17. Ertas B.H. Effect of Static and Dynamic Misalignment on Ball Bearing Radial Stiffness / B.H. Ertas, J.M. Vance. // Journal of propulsion and power. – 2004, Vol. 20, No. 4.
18. Ganeriwala S. The truth behind misalignment vibration spectra of rotating machinery / S. Ganeriwala, S. Patel, H. A. Hartung. // Proceedings of International Modal Analysis Conference. - 1999. - pp. 2078-205.
19. Ganeriwala S.N. Using Operating Deflection Shapes to Detect Misalignment in Rotating Equipment / S.N. Ganeriwala, Z. Li. // Presented at IMAC XXVI - 2008.
20. Genta G. Vibration dynamics and control. / Springer Science+Business Media, New York. – 2009. – 806 p.
21. GROTE K-H. Feldhusen, Jörg (ed.). DUBBEL: Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer-Verlag. - 2007.

22. Harris, T.A. Rolling bearing analysis / John Wiley and sons. 4th ed. p. cm., USA. – 2001. – 1086 p.
23. Heui Jae Pahk, Hyun Jang Shin A New Method for Characterisation for the 5 DOF Spindle Volumetric Error Motions in Machine Tools [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: http://www.aspe.net/publications/Annual_1999/POSTERS/METROL/MODEL/PAH K2.PDF
24. Hrbček J. Active control of rotor vibration by model predictive control // Helsinki University of Technology, Control Engineering Laboratory. – 2007, Report 153.
25. Jayaswal P. Machine Fault Signature Analysis / P. Jayaswal, A.K. Wadhwani, K.B. Mulchandani. // International Journal of Rotating Machinery. – 2008, 10 p.
26. Kang Y. Integrated “CAE” strategies for the design of machine tool spindle-bearing systems // Finite Elements in Analysis and Design. - 2001, Vol. 37. – pp. 485-511.
27. Kim J-D. - Model of Rotation Accuracy of High-Speed Spindles on Ball Bearings / J-D. Kim, I. Zverv, K.-B. Lee. // Engineering. – 2010, №2. – pp. 477-484.
28. Laser Non-contact Spindle error motion measurement [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <http://www.optodyne.it/CD/English/Application%5CAP-1114.PDF>
29. Lee Y.-S. Modelling and vibration analysis of misaligned rotor-ball bearing systems / Y.-S. Lee, C.-W. Lee. // Journal of sound and vibration. - 1999, № 224. - pp. 17-32.
30. Li B. Neural-network-based motor rolling bearing fault diagnosis / B. Li, M.-Y. Chow, Y. Tipsuwan, J.C. Hung. // IEEE Transactions on Industrial Electronics. – 2000, Vol. 47, №5. – pp. 1060-1069.
31. Marsh. E. Experience with the master axis method for measuring spindle error motions / E. Marsh, R. Grejda. // Precision Engineering. – 2000, №24. -

pp. 50-57.

32. Mitsui K. Development of a new measuring method for spindle rotation accuracy by three points method // Int. MTDR conf., Manchester.—1982. - pp.115-121.

33. Momono T., Noda B. Sound and vibration in rolling bearings // Motion & Control. – 1999, № 6. – pp. 29-37.

34. Morse E.P. Using alternative artifacts for error motion analysis / E.P. Morse, K. Wang. Proc. // ASPE Summer Topical Meeting on Precision Bearings and Spindles, State College, PA. - 2001. - pp. 100-103.

35. Muhlner E. Integrated Analysis of Ball Bearings and Structures: Dissertation / TU- Wien. - 1997.

36. Murthy T.S.R. New methods of evaluating axis of rotation error / T.S.R. Murthy, C. Mallana, M.E. Visveswaran. // Annals of the CIRP – 1978, Vol 27 -pp. 365-369.

37. Nakkiew W. A New Method to Measure Runout of Motorized End-Milling Spindles at Very High Speed Rotations / W. Nakkiew, C.W. Lin, J.F. Tu. // International Journal of Machine Tools and Manufacture. - 2006, №46(7): - pp. 877 - 889. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: http://www.aspe.net/publications/Annual_2003/PDF/3metro/5measu/1147.PDF

38. Ohura Y. ROBUST series high-speed precision angular contact ball bearings for machine tool spindles // Motion & Control. – 2000, № 9. – P. 7-14.

39. Onel I.Y. Detection of outer raceway bearing defects in small induction motors using stator current analysis / I.Y. Onel, K.B. Dalci, I. Senol. // Sadhana.—2005, Vol. 30. – pp 713-722.

40. Robinson J.C. Peak Value analysis—New methodology for bearing fault detection / J.C. Robinson, R.G. Canada, K.R. Piety. // Sound Vibration. – 1996, №11, Vol. 30. - pp. 22–25.

41. Rolling bearing digest / SKF Repro 19348. – Göteborg. – 62 p.

42. Saravanan S. Condition monitoring studies on spindle bearing of a lathe / S. Saravanan , G.S. Yadava, P.V. Rao. // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. - 2006, №10. – pp. 993-1005.
43. Šarenac M. Stiffness of machine tool spindle as a main factor for treatment accuracy // Facta universitatis. – 1999, Vol.1, № 6. - pp. 665-674.
44. Schoen R.R. Motor Bearing Damage Detection Using Stator Current Monitoring / R.R. Schoen, F.Kamram, T.G. Habetler, R.G Bartheld. // IEEE Transactions on Industry Applications. – 1995, Vol. 31, №. 6. – pp. 1274-1279.
45. Strackeljan J. Research of test bench dynamics for spindle unit checkout / J. Strackeljan, A. Petryshyn, Yu. Danylchenko. // 11 Magdeburger maschinenbau-tage “Effizienz, Präzision, Qualität”, OVGU Magdeburg. - 2013, B6-4 - 9 p.
46. Tamura H. Vibration of rotor based on ball bearings / H. Tamura, H. Shimizu. // Bull. of ISME. – 1967, Vol. 10, № 41. - pp. 763-775.
47. Taylor J.I. The vibration analysis handbook. (Second Edition). – 2003, 375 p.
48. The International Sound and Vibration Magazine from Brüel & Kjær No. 1. - 2008.
49. The static running accuracy of ball bearings / [H. Tamura, E. H. Gad, T. Kondov та ін.]. / Memoirs Fac. Eng. Kyushu Univ – 1983, Vol. 43, № 4.
50. Tonshoff H. K. Developments and Trends in Monitoring and Control of Machining Processes / H. K. Tonshoff, J. P. Wulfsberg, H. J. Kals // Annals of the CIRP. – 1988.
51. Unification document me: Axes of rotation // Annals of the CIRP – 1976, Vol. 25(2). - pp. 545-564.
52. Venkatraman V. Analysis of spindle running accuracy // Mech. and prod. eng.- 1975. - pp. 66-69.
53. Wang W.R. Dynamic Analysis and Design of a Machine Tool Spindle-Bearing System / W.R. Wang, C.N. Chang. // Journal of Vibration and Acoustics. – 1994, Vol. 116. - pp. 280-285.

54. Wang W. A Smart Sensing Unit for Vibration Measurement and Monitoring / W. Wang, O.A. Jianu. // IEEE/ASME Transactions on mechatronics. – 2010, Vol. 15, №. 1.
55. Wardle F.P. Rolling bearing noise – Cause and cure / F.P. Wardle, S.Y. Poon. // Chrt. Mech. Eng. – 1983, Vol. 30, № 7/8. - pp. 36-40.
56. Zverev I.A. Simulation of spindle units running on rolling bearings. / I. A. Zverev; I.-U. Eun; C. M. Lee. // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2003, №11. – pp. 889-895.
57. Бабаков И.М. Теория колебаний: учеб. пособие. - М.: Дрофа. - 2004. – 591 с., ил.
58. Бальмонт В.Б. Вибрации подшипников шпинделей станков. / В.Б. Бальмонт, Е.Н. Сарычев. - М.: НИИМАШ, 1984. – 64 с.
59. Барков А.В. Диагностика и прогнозирование технического состояния подшипников качения по их виброакустическим характеристикам. Судостроение.- 1985, № 3. - с.21-23.
60. Бендат Д. Применение корреляционного и спектрального анализа / Д. Бендат, А. Пирсол.- М.: Мир, 1982.-362 с.
61. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний: Учеб. пособие для втузов. - М.: Машиностроение. - 1972. – 416 с.
62. Брендлейн И. Свойства шпинделей станков, установленных на подшипниках качения // Мат. междунар. выст. “Подшипники ‘ 87”. – Базель: ОСТ КОНТАКТ РЮС, 1987. – с. 52 – 60.
63. Брюль и Кьер.: Выявление неисправностей подшипников качения.
64. Вавилов В.П. Тепловые методы неразрушающего контроля: Справочник. - М.: Машиностроение - 1991. - 240 с., ил.
65. Васильев, Г.Н. Проблемы диагностики и обеспечение надежности металлорежущих станков / Г.Н. Васильев, А.Г. Ягопольский, А.П. Тремасов. // СТИН. – 2003, №7. - с. 14-17.

66. Васильева Р.В. Требования к датчикам для стационарного контроля вибрации машин роторного типа / Р.В. Васильева, К.Р. Цеханский. // Труды ЦНИИТМАШ. – 1988, №204.
67. Вибродиагностика: Моногр. [Розенберг Г.Ш., Мадорский Е.З., Голуб Е.С. и др.]. / Под ред. Г.Ш. Розенберга. СПб.: ПЭИПК. - 2003. – 284 с.
68. Гаврилов Т.Л. Хорошевская В.Ф. Базы знаний интеллектуальных систем / Т.Л. Гаврилов, В.Ф. Хорошевская. СПб.: Питер. - 2001. – 384 с.
69. Гиберт А.И. Логические устройства для технической диагностики. // Науч. тр. Сиб. ВИМ. - 1964, №2. - с. 136—156.
70. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. – М.: Машиностроение. - 1999. – 344 с.
71. Данильченко Ю. Оцінка динамічної якості швидкохідних шпиндельних вузлів на опорах кочення / Ю. Данильченко, С. Петров, Д. Піркл. // Машинознавство. – Львів. –2007, № 8. – с. 36-41.
72. Данильченко Ю.М. Динаміка системи «шпиндельний вузол-станина» / Ю.М. Данильченко, А.І. Петришин. // XII Всеукраїнська молодіжна науково-технічна конференція «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука - виробництво», присвячена пам'яті П.Р.Родіна. Секція 1 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти»: тези доповідей. – 2012, Київ. – с.52-53.
73. Данильченко Ю.М. Динамічна модель стану для дослідження похибок виготовлення шпиндельних вузлів на опорах кочення / Ю.М. Данильченко, А.І. Петришин. // 11 Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей. – 2013, Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – С. 69-70.
74. Данильченко Ю.М. Динамічний аналіз механічної коливної системи «шпиндельний вузол-основа» / Ю.М. Данильченко, А.І. Петришин. // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – 2011, №28, Краматорськ. – С. 169-174.

75. Данильченко Ю.М. Дослідження динаміки шпиндельних вузлів на спеціальному стенді / Ю.М. Данильченко, А.І. Петришин. // Міжнародна науково-технічна конференція «Машинобудування очима молодих». Секція II «Прогресивні технології в механообробі та обробці матеріалів тиском»: збірник матеріалів. – 2013, Кременчук, – С. 43-44.

76. Данильченко Ю.М. Жорсткість підшипників опор кочення високоточних швидкохідних шпиндельних вузлів / Ю.М.Данильченко, С.В. Петров. // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2000, Т.5, Ч.4. - с. 25-34.

77. Данильченко Ю.М. Идентификация колебаний шпинделя по результатам измерения вибраций корпуса шпиндельного узла / Ю.М. Данильченко, А.И. Петришин. // Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування. – 2014, №71. - С.147-152.

78. Данильченко Ю.М. Исследование динамических характеристик механической системы «шпиндельный узел» / Ю.М. Данильченко, А.О. Дорожко, А.И. Петришин. // Вестник МГТУ «Станкин». – 2014, № 1 (28). – с. 81-91.

79. Данильченко Ю.М. Моделирование форм колебаний механической колебательной системы «шпиндельный узел» металлорежущего станка / Ю.М. Данильченко, А.И. Петришин. // Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування. – 2012, №66. - С.46-50.

80. Данильченко Ю.М. Моделювання форм коливань механічної коливної системи «шпиндельний вузол-основа» / Ю.М. Данильченко, А.І. Петришин. // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – 2012, №30, Краматорськ. – С. 309-316.

81. Данильченко Ю.М. Моделювання форм коливань шпиндельного вузла металорізального верстату / Ю.М. Данильченко, А.И. Петришин. // XIII Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка та технологія – 2012»: тези доповідей. – 2012, Ч. 2, Київ. – С. 125.

82. Данильченко Ю.М. Наукові основи створення швидкохідних прецизійних шпиндельних вузлів металорізальних верстатів: Дис. д.т.н. / Національний технічний університет України. – К., 2003. – 354 с.
83. Данильченко Ю.М. Оцінка коливань шпинделя за вібраціями корпусу шпиндельного вузла / Ю.М. Данильченко, А.І. Петришин. // XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»: тези доповідей. – 2012, Ч. 2, Київ. – С. 121-122.
84. Данильченко Ю.М. Передавальні функції динамічної моделі системи шпиндельний вузол / Ю.М. Данильченко, А.І. Петришин. // XV Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»: тези доповідей. – 2014, Київ. – С. 206.
85. Данильченко Ю.М. Розрахунок форм вимушених коливань системи “шпиндельний вузол” // Наукові нотатки. Міжвуз. зб. (за напр. “Інженерна механіка”) – Луцьк. – 2004. – Вип.15. – С. 57-64.
86. Данильченко Ю.М. Теоретико-експериментальное исследование динамических характеристик шпиндельного узла / Ю.М. Данильченко, А.И. Петришин. // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 151/2014. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. — 2014, Севастополь. – С. 51-56.
87. Данильченко Ю.М. Узагальнена пружно-деформаційна модель шпиндельного вузла // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямком “Інженерна механіка”). – 2002, Вип. 11. – С. 126-131.
88. Данильченко Ю.М., Динамический анализ механической колебательной системы «шпиндельный узел» металлорежущего станка / Ю.М. Данильченко, А.И. Петришин. // Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування. – 2012, №64. - С.27-34.
89. Данильченко Ю.М., Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика) / Ю.М. Данильченко, Ю.М. Кузнецов. – Тернопіль – Київ, 2003. - 309 с.
90. Джексон П. Введение в экспертные системы / Учебное пособие. – М.: «Вильямс». - 2001 – 624 с.

91. Диагностика и техническое обслуживание машин [Ананьин А.Д., Михлин В.М., Габитов И.И. и др.]. / Учебник для высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия». - 2008. – 432 с.
92. Диагностические признаки виды дефектов промышленного оборудования [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <http://baltech.com.ua/catalog.php?catalog=166>
93. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике — М.: Мир, 1975.
94. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник. - М.: Машиностроение, 1981. – 183 с.
95. Игнатьев А.А. Автоматизация распознавания дефектов шлифованных деталей в системе мониторинга технологического процесса производства подшипников / А.А. Игнатьев, А.Р. Бахтеев. // Вестник Саратовского государственного технического университета. - 2006, №3.
96. Игнатьев С.А. Методическое обеспечение автоматизированной оценки динамического состояния шлифовальных станков в системе мониторинга для корректировки технологического процесса / С.А. Игнатьев, И.В. Нестерова, А.А. Игнатьев. // Вестник СГТУ. – 2006, №1 (11). – с. 91-97.
97. Иориш Ю.И. Виброметрия. Измерения вибрации и ударов. Общая теория, методы и приборы. – М.: Машиностроение, 1963. – 773 с.
98. Каракозова А.В. Предпосылки создания экспертной системы для контроля динамического состояния шлифовальных станков / А.В. Каракозова, А.А. Игнатьев. // Вестник СГТУ. Автоматизация и управление. – 2011, №3 (58). – с. 171-177
99. Карасев В.А. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы / В.А. Карасев, А.Б. Ройтман. М.: Машиностроение, 1986, – 192 с.
100. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков М., «Машиностроение». - 1978. - 199 с. ил.

101. Ковальов В.Д. Оптимізація режимів механічного оброблення виробів важкого машинобудування з врахуванням фактичного стану процесу в режимі реального часу / В.Д. Ковальов, Я.В. Васильченко. // Вісник НТУ «ХП». – 2010. – с. 67-73.
102. Козочкин М.П. Мониторинг состояния технологического оборудования на промышленных предприятиях / М.П. Козочкин, Ф.С. Сабиров, А.Н. Боган, К.В. Мысливцев. // Вестник УГАТУ. - 2013, №17 (61). – с. 56–62.
103. Козочкин М.П. Разработка переносного и интегрированного диагностического комплекса для анализа / М.П. Козочкин, А.Н. Порватов. // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. - 2013, №2. – с. 18-24.
104. Козочкин М.П. Создание портативных мобильных диагностических комплексов для мониторинга и отладки технологических процессов и станочных узлов / М.П. Козочкин, А.В. Гусев, А.Н. Порватов. // Вестник УГАТУ. - 2011, № 42.
105. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – Мн. Выш. шк., 1991. – 382 с.: ил.
106. Кудинов В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов М.: Машиностроение, 1967. – 360 с.
107. Левина З.М. Контактная жесткость машин / Левина З.М., Решетов Д.Н.– М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
108. Макеев В.П. Новая конструктивная схема построения пьезоэлектрических виброизмерительных преобразователей // Труды ЦНИИТМАШ N148. М. - 1978.
109. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К.В. Фролов (пред.) и др.—М.: Машиностроение. Измерения, контроль, испытания и диагностика. Т. П1-7 / ВЗ- Клюев, Ф.Р. Соснин, В.Н. Филинов и др.; Под общ. ред. В.В. Клюева. — 464 с , ил.

110. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование.– 7 / Б.И. Черпаков, О.И. Аверьянов, Г.А. Адоян и др.; Под ред. Б.И. Черпакова, - 2002, Т. IV. – 864 с., ил.
111. Метод конечных элементов: Учеб. пособие для вузов / Под ред. П.М. Варвака – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1981 – 176 с.
112. Мозгалеvский А.В. Техническая диагностика / А.В. Мозгалеvский, Д.В. Гаскаров. - М.: Высшая школа. - 1975. – 207 с.
113. Неразрушающий контроль. Справочник в 7 т. / Под ред. чл.-корр. РАН Ключева В.В., Т7. – М.: Машиностроение, 2005. – 828 с.
114. Обнаружение дефектов подшипников качения [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: http://vibration.ru/obnar_defekt.shtml
115. Основы технической диагностики / Под ред. П.П. Пархоменко. М.: Энергия, 1976. – 463 с.
116. Петришин А.І. Ідентифікація похибок виготовлення шпиндельних вузлів на опорах кочення методом вібродіагностики / А.І. Петришин, Ю.М. Данильченко. // Загально-університетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів. Секція «Машинобудування». Підсекція «Прикладна механіка»: тези доповідей. – 2011, Київ,. – С.20.
117. Петришин А.І. Методика непрямого вимірювання коливань шпинделя / А.І. Петришин, Ю.М. Данильченко. // XIV Всеукраїнська молодіжна науково-технічна конференція «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї - наука – виробництво»: тези доповідей. – 2014, Суми: СумДУ,. - С. 71-72.
118. Петришин А.І. Розрахунок власних частот складної механічної коливної системи «шпиндельний вузол» / А.І. Петришин, Ю.М. Данильченко. // Загально-університетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів. Секція «Машинобудування». Підсекція «Прикладна механіка»: тези доповідей. – 2012, Київ. – С.2-3.

119. Полтавец О.Ф., Кучеренко С.И., Зверков С.А. Измерение траектории центра поперечного сечения вращающегося вала методом трех датчиков // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. - № 11. – С. 141 –146.
120. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара: Справочник. В 2-х кн. Кн. 1 / Под ред. Ключева В.В. – М.: Машиностроение, 1978. – 448 с., ил.
121. Проников А.С. Программный метод испытания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1985 - 288 с.
122. Проников А.С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т2. Ч1. / А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.: ил.
123. Пуш А.В. Шпиндельные узлы: качество и надежность. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.: ил.
124. Пуш В.Э. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов. – М.: «Машиностроение», 1985. – 256 с., ил.
125. Рагульскис К.М. Вибрации подшипников / К.М. Рагульскис, Юркаускас А.Ю. Под ред. К.М. Рагульскиса. - Л.: Машиностроение, 1985. – 119 с.
126. Римлянд В.И. Оптическая система диагностики быстровращающихся тел / В.И. Римлянд, А.В. Казарбин. // Известия ВУЗов. Машиностроение. –1998, № 4-6. – С.8-14.
127. Русов, В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам. – Пермь, 2012.
128. Сабиров Ф.С. Моделирование гильзованных шпиндельных узлов. / Ф.С. Сабиров, В.С. Хомяков, Д.Н. Суслов. // Вестник уфимского государственного авиационного технического университета. - 2012, Вып. 16, №4 (49).

129. Сафарбаков А.М. Основы технической диагностики: учебное пособие / А.М. Сафарбаков, А.В. Лукьянов, С.В. Пахомов. – Иркутск: ИрГУПС, 2006. – 216 с.
130. Серридж М. Справочник по пьезоэлектрическим акселерометрам и преусилителям. Дания, фирма «Брюль и Кьер». - 1987.
131. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. - М., 1964.
132. Струтинський В.Б. Математичне моделювання металорізальних верстатів. / В.Б. Струтинський, П.П. Мельничук. - Житомир: ЖІТІ, 2002.
133. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / В.Б. Струтинський. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
134. Струтинський В.Б., Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах: монографія [Текст] / В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федориненко. – Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-поліграф», 2011. – 464 с.
135. Таунсенд К. Проектирование и программная реализация экспертных систем на персональных ЭВМ. Пер. с англ. / К. Таунсенд, Д. Фохт – 1990.- 330с.
136. Федориненко Д.Ю. Точність шпиндельних вузлів на регульованих гідростатичних опорах / Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, С.П. Сапон. // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. – 2013, №3 (69). – с. 145-149.
137. **Фролов К.В.** [Колебания и устойчивость приборов, машин и элементов систем управления.](#) – 1968. – 224 с.
138. Хабаров С.П. Интеллектуальные информационные системы PROLOG - язык разработки интеллектуальных и экспертных систем. СПб.: СПбГЛТУ, 2013. - 140 с
139. Хомяков В.С. Моделирование и расчет динамических характеристик шпиндельных узлов / В.С. Хомяков, Н.А. Кочинев, Ф.С. Сабиров. // Вестник УГАТУ. – 2009, Т.12, № 2 (31). – С. 69–75.
140. Хомяков, В.С. Моделирование и экспериментальное исследование динамических характеристик шпиндельных узлов. / В.С.

Хомяков, Н.А. Кочинев, Ф.С. Сабиров. // Известия тульского государственного университета. Технические науки. - 2011, №3.

141. Хомяков В.С. Об учете демпфирования при динамических расчетах станков / В.С. Хомяков, С.И. Досько. // Станки и инструмент. – 1990, № 11. – С. 4-7.

142. Хомяков В.С. Многокритериальная оптимизация внутришлифовальных головок на подшипниках качения / В.С. Хомяков, В.К. Старостин, М.А. Кушнир. // Станки и инструмент. – 1984, № 2. – С. 17-18.

143. Шестернинов А.В. Конструирование шпиндельных узлов металлорежущих станков: учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 85 с.

144. Эльянов В.Д., Платов М.К. Комплектование шпиндельных подшипников // Станки и инструмент.– 1992. - № 12. – С. 11-14.

145. Юркевич В.В. Автоматизированная система контроля точности изготовления деталей на токарных станках. // СТИН. – 2001. – №1. – С. 10–12.

146. Юркевич В.В. Прогнозирование точности детали в процессе ее изготовления // Машиностроитель. – 2001. – №3. – С. 34 – 40.

147. Явленский К.Н., Явленский А.К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239 с., С. 128-129.

148. Ящерицын П.И. Шпиндели для высокоскоростного шлифования / П.И. Ящерицын, И.П. Караим. – Минск: Наука и техника, 1979. – 278 с.

Додатки

Додаток А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Технічний директор

АТ «Мотор Січ»

_____ Кеманюк П.Д.
« 24 » _____ 2015 г.



АКТ ПЕРЕДАЧІ ДЛЯ ВПРОВАДЖЕННЯ

« 24 » _____ 12 _____ 2015 г.

Ми, що нижче підписалися, представники АТ «Мотор Січ», головний технолог Мозговий В.Ф., заступник головного технолога Балушок К.Б., та представники ММІ НТУУ «КПІ», завідувач кафедри ПМ Данильченко Ю.М., асистент кафедри Петришин А.І., підписали цей акт в тому, що представниками ММІ НТУУ «КПІ» передані, а представниками АТ «Мотор Січ» прийняті для впровадження на АТ «Мотор Січ» результати науково-дослідної дисертаційної роботи Петришина Андрія Ігоровича на тему «Підвищення інформативності систем моніторингу динамічного стану шпиндельних вузлів металорізальних верстатів» в частині урахування поточного динамічного стану шпиндельних вузлів оброблювального обладнання при призначенні технологічних режимів обробки деталей ГТД.

Розроблені рекомендації по призначенню технологічних режимів можуть сприяти підвищенню точності обробки деталей ГТД на металорізальних верстатах. Очікуваний річний економічний ефект складає 102,0 тис. грн.

Головний технолог

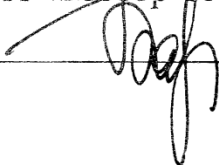
АТ «Мотор Січ»



Мозговий В.Ф.

Заступник головного технолога

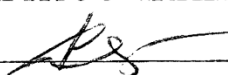
АТ «Мотор Січ»



Балушок К.Б.

Завідувач кафедри ПМ

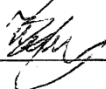
ММІ НТУУ «КПІ»



Данильченко Ю.М.

Асистент кафедри ПМ

ММІ НТУУ «КПІ»



Петришин А.І.

Додаток Б

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
 Директор механіко-
 машинобудівного інституту
 НТУУ «КПІ»
 Бобир М.І.
 27 11 2015 р.

АКТ
впровадження результатів дисертаційної роботи
в навчальний процес

Комісія в складі: голови - завідувача кафедри Конструювання верстатів та машин д.т.н., проф. Струтинського В.Б.; членів комісії: д.т.н., проф. Шевченка О.В., к.т.н., доц. Шишкіна В.М., к.т.н., доц. Кравця О.М., к.т.н., доц. Верби І.І., склала цей акт про впровадження результатів дисертаційної роботи Петришина А.І. на тему «Підвищення інформативності систем моніторингу динамічного стану шпиндельних вузлів металорізальних верстатів» у навчальний процес.

Результати роботи впроваджено в навчальний процес при викладанні дисциплін: «Випробування та дослідження верстатів»; «Динаміка верстатів», «Математичне моделювання верстатів». Використані наступні результати роботи:

1. Динамічну модель шпиндельного вузла як складної механічної коливальної системи та алгоритми розрахунку його динамічних характеристик.

2. Теоретико-експериментальний метод визначення коливань шпинделя за результатами вимірювання коливань корпусу шпиндельного вузла та моделювання функцій відповідності, що пов'язують ці коливання.

3. Методики діагностики похибок виготовлення і збирання шпиндельного вузла та оцінки точності обертання шпинделя.

Комісія встановила відповідність результатів роботи навчальним та робочим програмам вище перелічених дисциплін.

Голова комісії

Члени комісії

Струтинський В.Б.
 Шевченко О.В.
 Шишкін В.М.
 Кравець О.М.
 Верба І.І.